



①⑨ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Übersetzung der
europäischen Patentschrift

⑧⑦ EP 0 529 638 B1

⑩ DE 692 06 718 T 2

⑤① Int. Cl.⁶:
F 02 B 75/22
F 01 L 1/34
F 02 B 47/08

| | |
|--|--------------|
| ②① Deutsches Aktenzeichen: | 692 06 718.3 |
| ⑧⑥ Europäisches Aktenzeichen: | 92 114 656.9 |
| ⑧⑥ Europäischer Anmeldetag: | 27. 8. 92 |
| ⑧⑦ Erstveröffentlichung durch das EPA: | 3. 3. 93 |
| ⑧⑦ Veröffentlichungstag der Patenterteilung beim EPA: | 13. 12. 95 |
| ④⑦ Veröffentlichungstag im Patentblatt: | 2. 5. 96 |

DE 692 06 718 T 2

③① Unionspriorität: ③② ③③ ③①
27.08.91 JP 240607/91

⑦③ Patentinhaber:
Mazda Motor Corp., Hiroshima, JP

⑦④ Vertreter:
Rechts- und Patentanwälte Lorenz Seidler Gossel,
80538 München

⑧④ Benannte Vertragsstaaten:
DE, FR, GB

⑦② Erfinder:

Hitomi, Mitsuo, c/o Mazda Motor Corp., Aki-gun,
Hiroshima-ken, JP; Masuda, Shinji, c/o Mazda
Motor Corp., Aki-gun, Hiroshima-ken, JP; Hattori,
Toshihiko, c/o Mazda Motor Corp., Aki-gun,
Hiroshima-ken, JP; Kashiya, Kenji, c/o Mazda
Motor Corp., Aki-gun, Hiroshima-ken, JP; Sasaki,
Junsou, c/o Mazda Motor Corp., Aki-gun,
Hiroshima-ken, JP

⑤④ Brennkraftmaschine mit Funkenentzündung

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II 5 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patentamt inhaltlich nicht geprüft.

DE 692 06 718 T 2

Mazda Motor Corporation

Die vorliegende Erfindung betrifft einen Hubkolbenmotor mit Fremdzündung, und insbesondere einen selbstsaugenden Hubkolbenmotor mit Fremdzündung, in dem die Zündkerzen so angeordnet sind, daß sie den Brennkammern des Motors gegenüberliegen.

Von den selbstsaugenden Motoren, d.h. Verbrennungsmotoren ohne Aufladung, sind Hubkolbenmotoren mit Fremdzündung in vielen Fahrzeugen eingebaut, in denen jeweils Zündkerzen so angeordnet sind, daß sie einer Brennkammer gegenüberliegen, die von einem Kolben festgelegt und begrenzt wird, der so in einen Zylinder eingeführt ist, daß er sich hin- und herbewegen kann. Es ist allgemein bekannt, daß Motoren dieses Typs einen besseren Wärmewirkungsgrad liefern können, wenn das Verdichtungsverhältnis größer wird.

Aus R.M. Clarke "Mini Muscle Cars", vom 12. Dezember 1979, Brookland Books, Cobham, Surrey, England, Morris, Mini-Cooper, Seite 17, Spalte 3 ist ein Motor bekannt mit einer Bohrung von 62,43 mm, einem Volumen einer einzigen Zylinderkammer von ungefähr 250 cm³, einem Verhältnis vom Kolbenhub zur Zylinderbohrung von 1,3 (81,33/-62,43). Dieser bekannte Motor hat ein Verdichtungsverhältnis von nur 9.

Es sei jedoch darauf hingewiesen, daß es leicht zum Klopfen kommen kann, wenn ein größeres Verdichtungsverhältnis eingestellt ist. Bei herkömmlichen Motoren, ausgenommen Motoren, die so ausgelegt sind, daß sie geeignet sind zur Verwendung mit einem sogenannten Superbenzin mit hoher Oktan-

wendung mit einem sogenannten Superbenzin mit hoher Oktanzahl, ist das Verdichtungsverhältnis (ϵ) maximal auf $\epsilon =$ etwa 10 eingestellt.

Daher ist es die Aufgabe der vorliegenden Erfindung, einen selbstsaugenden Hubkolbenmotor mit Fremdzündung bereitzustellen, der so ausgelegt ist, daß das Verdichtungsverhältnis größer ist als das herkömmliche Verdichtungsverhältnis, wobei gleichzeitig das Klopfen unterdrückt wird.

Diese Aufgabe wird gelöst durch Motoren mit den Merkmalen gemäß Anspruch 1 oder 2.

Um die obenerwähnte Aufgabe zu lösen, besteht die vorliegende Erfindung aus einem selbstsaugenden Hubkolbenmotor mit Fremdzündung, in dem eine Zündkerze derart angeordnet ist, daß sie einer Brennkammer gegenüberliegt, die von einem Kolben festgelegt und begrenzt wird, der so in einen Zylinder eingeführt ist, das er sich hin- und herbewegen kann, wobei das Verdichtungsverhältnis des Motors auf 11 oder darüber ($\epsilon > 11$) eingestellt ist, und wobei ein Durchmesser einer Bohrung des Zylinder (nachfolgend kurz "Bohrung" genannt) im Bereich von ungefähr 45 mm bis 67 mm liegt; ein Volumen einer einzigen Zylinderkammer im Bereich von ungefähr 110 cm³ bis 340 cm³ liegt; und ein Verhältnis eines Kolbenhubs (S) zum Durchmesser der Zylinderbohrung (B) auf einen Wert größer 1 eingestellt ist.

Obwohl das Problem des Klopfens gelöst werden dürfte, wenn das Verdichtungsverhältnis des Motors auf 11 oder darüber ($\epsilon > 11$) eingestellt ist, wird es als wirkungsvoll betrachtet, wenn die Bohrung des Zylinders auf das kleinstmögliche

Maß eingestellt ist, um die Distanz zu verkürzen, über die sich Flammen entwickeln und ausdehnen, und um die Anti-Klopf-Wirkung zu verbessern.

Wenn es beabsichtigt ist, einen vorbestimmten Hubraum durch Verkleinerung der Bohrung zu gewährleisten, sollten in diesem Fall jedoch wenigstens zwei Grenzwerte in Betracht gezogen werden: erstens, eine Geschwindigkeit des Kolbens setzt die Grenze auf Zuverlässigkeit; und zweitens, die Grenze wird gesetzt durch ein schnelles Anwachsen des Widerstands gegen die Ansaugluft aufgrund des Drosselns im Zusammenhang mit einer Verringerung der Ventilgröße des Einlaßventils. Folglich ist es notwendig, die Bohrungsgröße auf den kleinstmöglichen Durchmesser innerhalb des Bereichs zu setzen, der diesen beiden Grenzwerten genügt. Im folgenden wird nun beschrieben, wie die Bohrungsgröße ermittelt wird, die diesen zwei Grenzwerten genügt.

Grenzwert auf Zuverlässigkeit (Kolbengeschwindigkeit):

Eine mittlere Geschwindigkeit des Kolbens U_m (in mm pro Sekunde) kann durch folgende Formel (1) ausgedrückt werden:

$$U_m = (N/30) \times S$$

wobei N die Motordrehzahl ist, ausgedrückt in Upm; und S der Kolbenhub ist, ausgedrückt in mm.

Es heißt, daß ein Grenzwert der mittleren Kolbengeschwindigkeit U_m gewöhnlich 20 m/S ($U_m = 2,0 \times 10^4$ mm pro Sekunde) beträgt.

So kann die obige Formel (1) den Kolbenhub ergeben durch Substituierung von $2,0 \times 10^4$ mm/s für U_m und der maximalen Motordrehzahl für N .

Grenzwert des Widerstands gegen die Ansaugluft
(Drosselung):

Es ist allgemein bekannt, daß der Widerstand gegen die Ansaugluft schnell anwächst, wenn die mittlere Mach-Zahl der Ansaugluft M_{im} den Wert $M_{im} = 0,5$ erreicht und auf diese Weise den Volumenwirkungsgrad schnell herabsetzt.

Die mittlere Mach-Zahl der Ansaugluft, M_{im} , kann durch folgende Formel (2) ausgedrückt werden:

$$M_{im} = \frac{V_h \times (\eta_v/100)}{a \times F_{im}(e) \frac{(\theta_{ic} - \theta_{io})}{6N}}$$

wobei V_h das Volumen der einzelnen Kammer in cm^3 ist;
 η_v der Volumenwirkungsgrad in % ist;
 a die Schallgeschwindigkeit in cm pro Sekunde ist;
 θ der Kurbelwinkel in Grad CA. ATDC ist;
 θ_{ic} der Schließzeitpunkt des Einlaßventils ist;
 θ_{io} der Öffnungszeitpunkt des Einlaßventils ist;
 N die Motordrehzahl in Upm ist;
 F_i die Öffnungsfläche des Einlaßventils in cm^2 ist; und
 $F_{im}(e)$ die mittlere Öffnungsfläche des Einlaßventils in cm^2 ist.

Die mittlere Öffnungsfläche des Einlaßventils, $F_{im}(e)$, kann durch folgende Formel (3) ausgedrückt werden:

$$F_{im}(e) = F_{ia}(e) / (\theta_{ic} - \theta_{io})$$

wobei $F_{ia}(e)$ die wirksame Winkelfläche des Einlaßventils ist.

Dann kann die wirksame Winkelfläche des Einlaßventils, $F_{ia}(e)$, durch folgende Formel (4) ausgedrückt werden:

$$F_{ia}(e) = \int_{\theta_{io}}^{\theta_{ic}} \mu_i(\theta) \times F_i(\theta) d\theta$$

wobei F_i die Öffnungsfläche des Einlaßventils ist.

Figur 18 zeigt das Ergebnis der Berechnung der wirksamen Winkelfläche des Einlaßventils, $F_{ia}(e)$, für den Verbrennungsmotor, der zwei Einlaßventile und zwei Auslaßventile pro Zylinder besitzt, vorausgesetzt, das Ergebnis der Berechnung basiert auf folgenden Annahmen:

- (a) die beiden Einlaßventile haben dieselbe Ventilgröße;
- (b) die beiden Auslaßventile haben dieselbe Ventilgröße;
- (c) ein Verhältnis der Fläche des Einlaßventils zur Fläche des Auslaßventils an ihren Eingangsbereichen ist 1,5 bis 1,0; und
- (d) der Volumenwirkungsgrad (η_v) ist auf 100% gesetzt.

Weiterhin lauten die Bedingungen zur Berechnung der wirksamen Winkelfläche der Öffnung des Einlaßventils, $F_{ia}(e)$, wie folgt:

- (1) der Abstand zwischen dem Ventilsitz des ersten Einlaßventils und dem Ventilsitz des zweiten Einlaßventils ist 2,5 mm oder höher;
- (2) der Abstand zwischen dem Ventilsitz des Einlaßventils und dem Ventilsitz des Auslaßventils ist 3,5 mm oder höher;
- (3) der Abstand zwischen dem Ventilsitz des ersten Auslaßventils und dem Ventilsitz des zweiten Auslaßventils ist 4,0 mm oder höher;
- (4) der Abstand zwischen dem Ventilsitz des Einlaßventils und der Zündkerze ist 2,5 mm oder höher
- (5) der Abstand zwischen dem Ventilsitz des Auslaßventils und der Zündkerze ist 3,5 mm oder höher;
- (6) der Ventilsitz kann mit einem Umfangsabschnitt der Zylinderbohrung in Berührung kommen;
- (7) der Winkel zwischen den Ventilen ist 30° ;
- (8) die Brennkammer ist von dachförmiger Art;
- (9) der Durchmesser der Kerze ist 14 mm;
- (10) der Durchmesser eines Schaftes ist 6 mm;
- (11) der Durchmesser des Eingangsbereichs ist gleich dem Durchmesser des Ventilsitzes minus 5 mm;
- (12) die Länge eines Ventilhubes ist 8,5 mm; und
- (13) der Zeitpunkt zum Öffnen des Ventils ist 256 Grad CA.

Die Beziehung zwischen der Bohrung und dem Volumen der einzelnen Kammer, welche den zwei oben beschriebenen Grenzen genügt, wird bei den nachfolgend beschriebenen Verfahren in Betracht gezogen.

Verfahren 1: Der Kolbenhub kann durch die obige Formel (1) angegeben werden, wenn die Drehzahl des Motors vorgegeben ist, und erreicht $U_m = 20 \text{ m/s}$ ($2,0 \times 10^4 \text{ mm pro Sekunde}$),

d.h. den Grenzwert der mittleren Kolbengeschwindigkeit U_m . Weiterhin kann das Volumen einer einzelnen Kammer für jede der Bohrungsgrößen auf der Basis des vorgegebenen Kolbenhubs angegeben werden. Figur 19 zeigt die Beziehung der Bohrungsgröße zu dem Volumen der einzelnen Kammer bei einem Wert von $U_m = 2,0 \times 10^4$ mm pro Sekunde; in Figur 19 zeigen die Strich-Punkt-Linien jeweils das Volumen einer einzelnen Kammer entsprechend den verschiedenen Bohrungsgrößen, wenn die Drehzahlen des Motors um jeweils 1000 Upm im Bereich von 5000 Upm bis 8000 Upm variieren.

Verfahren 2: Die Volumenwerte der einzelnen Kammer, welche eine mittlere Mach-Zahl der Ansaugluft $M_{im} = 0,5$ in bezug auf jede Bohrungsgröße erreichen, ergeben sich aus den obigen Formeln (1) bis (4) und dem Ergebnis der Berechnung der wirksamen Winkelfläche des Einlaßventils $F_{ia(e)}$. In Figur 19 zeigen die durchgehenden Linien die Volumenwerte der einzelnen Kammer, welche in Verfahren 2 für jeweils 1000 Upm der Motordrehzahl im Bereich von 5000 Upm bis 8000 Upm angegeben sind.

Verfahren 3: Es folgt eine Beschreibung der Beziehung zwischen der Motordrehzahl bei der mittleren Kolbengeschwindigkeit $U_m = 20$ m/s ($2,0 \times 10^4$ mm pro Sekunde), nachfolgend bezeichnet als "Motordrehzahl N_{20} ", und der Motordrehzahl bei der mittleren Mach-Zahl der Ansaugluft $M_{im} = 0,5$, nachfolgend bezeichnet als die "Motordrehzahl $N_{0,5}$ ".

(1) Wenn die Motordrehzahl $N_{0,5}$ größer ist als die Motordrehzahl N_{20} ist die Bohrung so gestellt, daß sie eine ausreichende Menge Ansaugluft bis zu einer Geschwindigkeit einströmen läßt, die höher ist, als der oben beschriebene Grenzwert auf Zuverlässigkeit. Folglich widerspricht dies

dem ursprünglichen Zweck, daß die Bohrung kleiner gemacht werden sollte, damit die Motordrehzahl $N_{0,5}$ gleich oder kleiner ist als die Motordrehzahl N_{20} .

(2) Es sei darauf hingewiesen, daß die Motordrehzahl, die die größte Leistung erbringt, allgemein bei einer Motordrehzahl liegt, die um ungefähr 1000 Upm unterhalb der maximalen Drehzahl liegt.

Es sei jedoch darauf hingewiesen, daß, wenn die Motordrehzahl höher wird als die Motordrehzahl $N_{0,5}$, der Durchfluß der Ansaugluft pro Zeiteinheit nicht zunimmt, so daß eine axiale Ausgangsleistung des Motors nicht zunimmt oder stark abnimmt bei einer Motordrehzahl, die gleich oder größer der Motordrehzahl $N_{0,5}$ ist.

Aufgrund der obigen Ausführungen kann gesagt werden, daß der Punkt, der die maximale Leistung hervorbringt, bei einer Motordrehzahl langsamer als die Motordrehzahl $N_{0,5}$ liegt.

Zum Beispiel, wenn die Differenz zwischen der Motordrehzahl $N_{0,5}$ und der Grenze der Zuverlässigkeit 2000 Upm übersteigen würde ($N_{20} - N_{0,5} > 2000$), nimmt die Leistung nicht mehr zu, oder sie reduziert sich, in einem Bereich, in dem die Motordrehzahl um 2000 Upm oder mehr größer ist als die Motordrehzahl bei der maximalen Leistungsabgabe. Folglich ist dieser Fall nicht gut, so daß die Motordrehzahl $N_{0,5}$ und die Motordrehzahl N_{20} dem Verhältnis $N_{20} - N_{0,5} \leq 2000$ Upm genügen sollte.

(3) Wenn die Kennwerte des Motors in der gleichen Art wie bei herkömmlichen Motoren einzustellen sind, so ist es vor-

zuziehen, daß die Motordrehzahl bei der maximalen Leistungsabgabe auf größer als 6000 Upm eingestellt sein sollte. Folglich sollte die Motordrehzahl $N_{0,5}$ auf größer als 6000 Upm eingestellt sein.

(4) Um das vorbestimmte Volumen in einer einzelnen Kammer sicherzustellen, und um die Bohrungsgröße zu minimieren, ist es notwendig, den Kolbenhub zu begrenzen; selbst wenn jedoch die Bohrungsgröße minimiert ist, ist es nicht notwendig den Kolbenhub soweit zu verkürzen, wie die Motordrehzahl begrenzt ist, so daß sie bei weitem die Motordrehzahl des herkömmlichen Motors übersteigt. Folglich sollte die Motordrehzahl N_{20} auf 8000 Upm oder langsamer eingestellt sein.

All diese Bedingungen, die in den oben beschriebenen Verfahren angegeben sind, sind in Figur 19 beschrieben. Wie in Figur 19 gezeigt, gibt die schraffierte Fläche einen Bereich an, in dem der Motor mit zwei Einlaßventilen und zwei Auslaßventilen für jeden Zylinder der Beziehung von der Bohrungsgröße zu den Volumina der einzelnen Kammer genügt, welche den zwei obengenannten Grenzen genügen. Folglich kann man der Figur 19 entnehmen, daß die Bohrung in einem Bereich von ungefähr 51 mm bis 67 mm liegt und das Volumen der einzelnen Kammer im Bereich von ungefähr 150 cm^3 bis 340 cm^3 liegt.

Ebenso wurde der Motor mit drei Einlaßventilen und zwei Auslaßventilen nach den gleichen Verfahren wie oben beschrieben überprüft. Wie in Figur 19 gezeigt, gibt die schräg schraffierte Fläche einen Bereich an, welcher der Beziehung von der Bohrungsgröße zu den Volumina der einzelnen Kammern genügt, die den beiden oben beschriebenen

Grenzwerten genügt. Man kann der Figur 19 entnehmen, daß die Bohrung im Bereich von ungefähr 45 mm bis 50 mm liegt, und das Volumen der einzelnen Kammer im Bereich von ungefähr 100 cm³ bis 200 cm³ liegt.

Aufgrund der obengenannten Ergebnisse liegt der Bereich, in dem die Bohrung minimiert werden kann, ungefähr zwischen 45 mm und 67 mm, und der Bereich, in dem das vorgegebene Volumen der einzelnen Kammer sichergestellt werden kann, liegt ungefähr zwischen 110 cm³ und 340 cm³.

Ferner sollte darauf hingewiesen sein, daß das Verhältnis des Kolbenhubs, S, zur Bohrungsgröße des Zylinders, B, größer als eins ist, d.h. $S/B > 1$. Mit anderen Worten, der Motor hat einen langen Hub, und die Bohrungsgröße wird kleiner gemacht, um das gleiche Volumen in jeder einzelnen Kammer sicherzustellen. Diese Anordnung kann eine auf das Kurbelwellenlager wirkende Kraft minimieren.

Weitere Aufgaben, Merkmale und Vorteile der vorliegenden Erfindung werden im Verlauf der nun folgenden Beschreibung der bevorzugten Ausführungsformen mit Bezug auf die beiliegenden Zeichnungen offensichtlich.

KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

Figur 1 ist eine Längsschnittansicht, die eine Ausführungsform des Hubkolbenmotors mit Fremdzündung gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt.

Figur 2 ist eine Schnittansicht von oben entlang der Linie II - II in Figur 1.

Figur 3 ist eine schematische Darstellung, die ein Ansaugsystem und ein Abgassystem eines Verbrennungsmotors gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt.

Figur 4 ist ein Blockdiagramm, das eine Steuerung des Verbrennungsmotors gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt.

Figur 5 ist eine Grafik der Steuerung eines Absperrventils in einem Ansaugkanal.

Figur 6 ist ein Diagramm, daß das Zeitverhalten eines veränderbaren Ventils in dem Betriebsbereich I beschreibt.

Figur 7 ist ein Diagramm, daß das Zeitverhalten eines veränderbaren Ventils in dem Betriebsbereich II beschreibt.

Figur 8 ist ein Diagramm, daß das Zeitverhalten eines veränderbaren Ventils in dem Betriebsbereich III beschreibt.

Figur 9 ist eine Grafik der Steuerung der Abgasrückführung

Figur 10 ist eine Grafik des Ablaufs der Steuerung des Absperrventils und der Steuerung der Abgasrückführung.

Figur 11 ist ein Diagramm, das einen Vergleich zwischen dem Verbrennungsmotor gemäß der Ausführungsform der vorliegenden Erfindung und dem herkömmlichen Motor auf der Basis des Verhältnisses zwischen Zylinderbohrung und Hubraum zeigt.

Figur 12 ist ein Diagramm, das einen Vergleich zwischen dem Verbrennungsmotor gemäß der Ausführungsform der vorliegenden Erfindung und dem herkömmlichen Motor auf der Basis des Verhältnisses zwischen Zylinderbohrung und Hubraum zeigt.

Figur 13 ist ein Diagramm, das einen Vergleich zwischen dem Verbrennungsmotor gemäß der Ausführungsform der vorliegenden Erfindung und dem herkömmlichen Motor auf der Basis des Verhältnisses zwischen der Anzahl Zylinder und dem Hubraum zeigt.

Figur 14 ist ein Diagramm, das einen Vergleich der Anzahl Zylinder zwischen dem Verbrennungsmotor mit zwei Einlaßventilen und zwei Auslaßventilen für jeden Zylinder gemäß der Ausführungsform der vorliegenden Erfindung und dem herkömmlichen Motor auf der Basis des Verhältnisses zwischen Bohrung und Hubraum zeigt.

Figur 15 ist eine schematische Darstellung, die einen Verbrennungsmotor mit einer Nebenkammer gemäß einer Variante der Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt.

Figur 16 ist ein Diagramm, daß die Zeitpunkte zum Öffnen und Schließen eines Nebenkammerventils des Verbrennungsmotors mit Nebenkammer zeigt.

Figur 17 ist eine Grafik, die das Verhältnis zwischen den Temperaturen und der spezifischen Wärme bei konstantem Volumen zeigt.

Figur 19 ist ein Diagramm, das jeweils das Verhältnis zwischen der Bohrung und den Volumen der einzelnen Kammer zeigt, das für einen Hubkolbenmotor mit Fremdzündung gemäß der vorliegenden Erfindung geeignet ist.

Figur 20 ist eine schematische Draufsicht, die den Hubkolbenmotor mit Fremdzündung mit drei Einlaßventilen und zwei

Auslaßventilen gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt.

Beschreibung der bevorzugten Ausführungsformen

Die vorliegende Erfindung wird mit Bezug auf die beiliegenden Zeichnungen ausführlicher beschrieben.

Aufbau des Motors:

Nach den Figuren 1 und 2 umfaßt das Gehäuse 1 des Motors einen linken Reihenabschnitt 2L und einen rechten Reihenabschnitt 2R, die V-förmig zueinander angeordnet sind. Drei Zylinder, zusammen bezeichnet als 4, sind jeweils in dem linken und rechten Reihenabschnitt 2L und 2R pro Reihenabschnitt reihenförmig angeordnet. Mit anderen Worten ist der Verbrennungsmotor, wie er für die Ausführungsform der vorliegenden Erfindung verwendet wird, ein sogenannter 6-Zylinder V-Motor. In der nun folgenden Beschreibung sollen die als Suffix verwendeten Bezugssymbole "L" und "R" "links" bzw. "rechts" bedeuten.

Es folgt nun eine detaillierte Beschreibung des Motorgehäuses 1. Das Motorgehäuse 1 umfaßt einen Zylinderblock 3 und jeder der Zylinder 4 umfaßt eine dachförmige Brennkammer 8, die durch einen Kolben 6 ausgeformt und begrenzt ist, der in einem Zylinderabschnitt 5 und einem Zylinderkopf 6 eingefügt ist. Wie besonders in Figur 1 zu sehen ist, ist der Zylinderkopf 7 mit einem ersten und zweiten Ansaugkanal 9 und 10 wie auch mit einem ersten und zweiten Auslaßkanal 11 und 12 versehen, jeder mit einer Öffnung an der Brennkammer 8. Wie weiter in Figur 1 zu sehen ist, ist ein erstes Ein-

laßventil 13 mit dem ersten Ansaugkanal 9 verbunden, und ist ein zweites Einlaßventil 14 mit dem zweiten Ansaugkanal 10 verbunden; und ein erstes Auslaßventil 15 ist mit dem ersten Auslaßkanal 11 verbunden, und ein zweites Auslaßventil 16 ist mit dem zweiten Auslaßkanal 12 verbunden.

Das Motorgehäuse 1, wie es in dieser Ausführungsform der vorliegenden Erfindung verwendet wird, ist ein 4-Ventil-Motor, der pro Zylinder zwei Einlaßventile 13 und 14 und zwei Auslaßventile 15 und 16 umfaßt. Eine Ventil-Steuerung 17 zum mechanischen Öffnen und Schließen der Ventile 13 - 16 ist von der Art der sogenannten obenliegenden Doppelnocke (DOHC), welche zwei im Zylinderkopf 7 angeordnete Nockenwellen 18 und 19 umfaßt. Mit anderen Worten, die erste Nockenwelle 18 ist so ausgelegt, die Einlaßventile 13 und 14 mechanisch zu öffnen und zu schließen, und die zweite Nockenwelle 19 ist so ausgelegt, die Auslaßventile 15 und 16 mechanisch zu öffnen und zu schließen. Wie in Figur 2 zu sehen ist, ist die erste und die zweite Nockenwelle 18 und 19 an ihrem Wellenende jeweils mit einem Nockenrad 20 für das Einlaßventil versehen (wenngleich ein Nockenrad für das Auslaßventil in der Zeichnung nicht zu sehen ist). Das Nockenrad 20 ist mechanisch mit einer Ausgangswelle 23 des Motors (einer Kurbelwelle) durch einen Steuerriemen 22 in einer allgemein bekannten Weise verbunden, und öffnet und schließt auf diese Weise die Einlaßventile 13, 14 und die Auslaßventile 15, 16 zu vorbestimmten, mit der Umdrehung der Motorausgangswelle 23 synchronisierten Zeiten.

Mit der ersten Nockenwelle 18 ist eine erste Einrichtung 24 zur Änderung der Ventilsteuerzeiten verbunden, um eine Phase der ersten Nockenwelle 18 zum Nockenrad 20 der Einlaßventile zu ändern, und die zweite Nockenwelle 19 ist mit

einer zweiten Einrichtung zur Änderung der Ventilsteuerzeiten (für die Auslaßventile) versehen, um eine Phase der zweiten Nockenwelle 19 zum Nockenrad der Auslaßventile zu ändern, wenngleich dies in der Zeichnung nicht gezeigt ist. Die zweite Einrichtung zur Änderung der Ventilsteuerzeiten für die Auslaßventile besitzt denselben Aufbau wie die erste Einrichtung 24 zur Änderung der Ventilsteuerzeiten für die Einlaßventile, so daß eine Beschreibung von Details der zweiten Einrichtung zur Änderung der Ventilsteuerzeiten bei der nun folgenden Beschreibung weggelassen wird. Jeder der Zylinderköpfe 7 ist so mit einer Zündkerze 25 verbunden, daß sie in der Mitte oder gegenüber der Brennkammer 8 liegt.

Der Kolben 6 ist mit einer Kurbelwelle 23 durch eine Verbindungsstange 26 verbunden, und eine Kammer 28 zum Zurückhalten oder Speichern von Motoröl ist ausgeformt durch eine Ölwanne 29 in dem Bereich unterhalb der Kurbelkammer 27, in der die Kurbelwelle 23 untergebracht ist. In Figur 2 kennzeichnet das Bezugszeichen 30 ein Ölsieb.

Oberhalb des linken und des rechten Reihenabschnitts 2L und 2R ist ein Druckspeicher 34 angeordnet, der sich der Länge nach entlang der Kurbelwelle 23 erstreckt, und der Druckspeicher 34 ist mit den Ansaugkanälen 9 und 10 eines jeden Zylinders 4 durch ein einzelnes Ansaugrohr 35 verbunden. Da ein oberes Ende eines jeden Ansaugkanals 9 und 10 im linken, bzw. im rechten Reihenabschnitt 2L und 2R so angeordnet ist, daß es in einen mittigen Raum 31 zwischen den Reihenabschnitten mündet, ist das einzelne Ansaugrohr 35 so angeordnet, daß es sich zuerst quer vom Druckspeicher 34 zum mittigen Raum 31 und dann im Bogen abwärts erstreckt.

Es folgt nun eine ausführliche Beschreibung eines Ansaugsystems 40 des Motorgehäuses 1 mit Bezug auf Figur 3.

Das Ansaugsystem 40 umfaßt ein allgemeines Ansaugrohr 41, den linken Druckspeicher 34L, den rechten Druckspeicher 34R und das einzelne Ansaugrohr 35, welche in dieser Reihenfolge von oben nach unten in Strömungsrichtung angeordnet sind. Zu dem gemeinsamen Ansaugrohr 41 ist ein Luftfilter 42, ein Luftmengenmesser 43 und eine Drosselklappe 44 in dieser Reihenfolge von oben nach unten in Strömungsrichtung angeordnet. Das allgemeine Ansaugrohr 41 besitzt eine Umgehungsleitung 45, die so angeordnet ist, daß sie die Drosselklappe 44 umgeht.

Der Umgehungsleitung 45 ist mit einem Leerlaufstabilisierungsventil 47 ausgestattet, welches wiederum die Leerlaufdrehzahl in der allgemein bekannten Art und Weise regulieren kann. Auf der anderen Seite ist der linke Druckspeicher 34L mit dem rechten Druckspeicher 34R durch ein Verbindungsrohr 50 verbunden, welches seinerseits in seiner mittleren Position mit einem Ventil 51 beispielsweise zur veränderbaren Regelung der Ansaugluft versehen ist, so daß das Ventil 51 entsprechend der Motordrehzahl geöffnet und geschlossen wird und die Kraftwirkung der Ansaugluft über einen weiten Bereich in einer im Stand der Technik bekannten Art und Weise erreicht wird.

Das einzelne Ansaugrohr 35 ist mit einer Trennwand 35a versehen, wodurch sein Innenraum teilweise in einen linken und einen rechten Abschnitt unterteilt wird, d.h. in ein erstes Ansaugrohr 52 und ein zweites Ansaugrohr 53. Das erste einzelne Ansaugrohr 52 ist mit dem ersten Ansaugkanal 9 verbunden, und das zweite einzelne Ansaugrohr 53 ist mit dem

bunden, und das zweite einzelne Ansaugrohr 53 ist mit dem zweiten Ansaugkanal 10 verbunden. Das zweite einzelne Ansaugrohr 53 ist so angeordnet, daß es mit einem an seinem oberen Ende angebrachten Absperrventil geöffnet oder geschlossen werden kann. Jedes der im linken Reihenabschnitt 2L angebrachten Absperrventile 54L ist mit einer gemeinsamen Welle 55L im linken Reihenabschnitt 2L verbunden, und jedes der im rechten Reihenabschnitt 2R angebrachten Absperrventile 54R ist mit einer gemeinsamen Welle 55R im rechten Reihenabschnitt 2R verbunden. Am Wellenende von jeder der gemeinsamen Wellen 55L und 55R ist ein Stellglied angebracht (nicht dargestellt).

Ein Benzinversorgungssystem des Motorgehäuses 1 umfaßt eine elektronische Einspritzung 57, welche wiederum in dem einzelnen Ansaugrohr 35 so angebracht ist, daß sie dem ersten Ansaugkanal 9 und dem zweiten Ansaugkanal 10 gegenüberliegt. In Figur 10 kennzeichnet das Bezugszeichen 58 ein Lufthilfskanal und Bezugszeichen 59 kennzeichnet ein Rückschlagventil.

Wie in Figur 3 zu sehen ist, umfaßt ein Motorabgassystem 60 einen linken Abgaskrümmmer 61L für den linken Reihenabschnitt 2L, einen rechten Abgaskrümmmer 61R für den rechten Reihenabschnitt 2R, und ein gemeinsames Abgasrohr 62, welche in dieser Reihenfolge von oben nach unten in Strömungsrichtung angeordnet sind. Das gemeinsame Abgasrohr 62 ist in seiner mittleren Position mit einem Katalysator 63 zur Reinigung der Abgase und an seinem unteren Ende mit einem Schalldämpfer (nicht dargestellt) in einer im Stand der Technik bekannten Art und Weise versehen.

leitung 66, und im Querschnitt ist ein Durchmesser der ersten äußeren Abgasrückführungsleitung 65 kleiner als der der zweiten Abgasrückführungsleitung 66. Die erste Abgasrückführungsleitung 65 ist so ausgelegt, daß sie in einem Betriebsbereich niedriger Last eingesetzt wird, während die zweite Abgasrückführungsleitung 66 so ausgelegt ist, daß sie in einem Betriebsbereich hoher Last eingesetzt wird, wie nachfolgend beschrieben wird.

Die erste Abgasrückführungsleitung 65 ist an ihrem einen Ende mit dem Abgaskrümmern 61L oder 61R verbunden und an ihrem anderen Ende mit dem ersten Ansaugkanal 9. Ein erstes Abgasrückführungsventil 67 ist an seiner einen Seite mit der ersten äußeren Abgasrückführungsleitung 65 und an seiner anderen Seite mit einer Sammelkammer 68 verbunden. Die Sammelkammer 68 steht mit dem gemeinsamen Ansaugrohr 41 über ein Bypass-Luftrohr 69 in Verbindung, an welches seinerseits ein Bypass-Luft-Steuerventil 70 angebracht ist. Auf der anderen Seite ist ein Ende der zweiten äußeren Abgasrückführungsleitung 66 mit dem gemeinsamen Abgasrohr 62 auf der vom Katalysator 63 stromabwärts gerichteten Seite verbunden, und das andere Ende ist so mit dem gemeinsamen Ansaugrohr 41 auf der vom Drosselventil 44 stromabwärts gerichteten Seite verbunden. Die zweite äußere Abgasrückführungsleitung 66 ist von dem einen Ende bis zu dem anderen Ende mit einem Kohlstoffabscheider 71, einem Abgasrückführungskühler 72 und einem zweiten Abgasrückführungsventil 73 versehen.

Motorspezifikation:

Es folgt eine Spezifikation des Motors:

- (1) Motortyp: 6 Zylinder V-Motor; DOHC mit 4 Ventilen
- (2) Winkel zwischen dem linken Reihenabschnitt und dem rechten Reihenabschnitt: 90°
- (3) Hubraum: $1,496 \text{ cm}^3$
- (4) Zylinderbohrung: 63 mm im Durchmesser
- (5) Kolbenhub: 80 mm
- (6) Verdichtungsverhältnis (ϵ): $\epsilon = 12$ (wobei $\epsilon = 11$ auch akzeptabel ist)
- (7) Winkel zwischen Einlaßventil und Auslaßventil: 30°
- (8) Kraftstoff: Normalbenzin (91 Oktan)

Mit anderen Worten umfaßt der Hubkolbenmotor mit Fremdzündung gemäß der Ausführungsform der vorliegenden Erfindung den Zylinderabschnitt 5 mit einer kleinen Bohrung und einem langen Hub, wobei der Kolbenhub größer ist in bezug auf die Bohrung. Weiterhin besitzt der Motor ein hohes Verdichtungsverhältnis.

Der Motor umfaßt eine Steuereinheit U, wie in Figur 4 dargestellt, und die Steuereinheit U umfaßt beispielsweise einen Microcomputer.

An die Steuereinheit U werden Signale abgesetzt vom Luftmengenmesser 43 zur Erfassung der Ansaugluftmenge, vom Sensor 80 zur Erfassung des Öffnungswinkels der Drosselklappe 44, und vom Sensor 81 zur Erfassung der Motordrehzahl. Auf der anderen Seite erzeugt die Steuereinheit U Steuersignale für das Absperrventil 54, die elektronische Einspritzung 57, das erste Abgasrückführungsventil 67, das zweite Abgasrückführungsventil 73 und für die erste Einrichtung 24 zur Änderung der Ventilsteuerzeiten der Einlaßventile.

Steuerung des Absperrventils 54:

Das Absperrventil 54 ist so angeordnet, daß es in einem Bereich niedriger Drehzahl schließt, wobei die Motordrehzahl niedriger ist als zum Beispiel 3000 Upm, und daß es in einem Bereich hoher Drehzahl öffnet, wobei die Motordrehzahl höher ist als zum Beispiel 3000 Upm. In solch einem Bereich niedriger Drehzahl, wo die Menge der Ansaugluft niedriger ist, erfolgt auf der einen Seite die Ansaugung durch das Öffnen des ersten einzelnen Ansaugrohrs 52 nur während das zweite einzelne Ansaugrohr 53 schließt. In dem Bereich hoher Drehzahl, wo die Menge der Ansaugluft höher wird, erfolgt auf der anderen Seite die Ansaugung durch das Öffnen des ersten und des zweiten einzelnen Ansaugrohrs 52 und 53.

Steuerung der Ventilzeiten:

Die Ventilzeiten in den Betriebsbereichen I, II und III werden nachfolgend mit Bezug auf die in Figur 5 dargestellte Grafik beschrieben:

Betriebsbereich I: Der Betriebsbereich I ist ein Bereich, in dem die Last des Motors niedrig und die Motordrehzahl niedrig ist. Wie in Figur 6 zu sehen ist, bezeichnet das Bezugssymbol "EV" die Auslaßventile und bezeichnet das Bezugssymbol "IV" die Einlaßventile (Dieses gilt für Figur 7 und 8).

In diesem Bereich ist die Ventilöffnungszeit der Auslaßventile 15 und 16 auf 70 Grad (Kurbelwinkel) vor dem unteren Totpunkt (UT) eingestellt, während die Ventilschließzeit auf 10 Grad (Kurbelwinkel) nach dem oberen Totpunkt (OT) eingestellt ist; auf der anderen Seite ist die Ventilöffnungszeit der Einlaßventile 13 und 14 auf 20 Grad

(Kurbelwinkel) nach dem oberen Totpunkt (OT) eingestellt, während die Ventilschließzeit auf 80 Grad nach dem unteren Totpunkt eingestellt ist.

Betriebsbereich II: Dies ist ein Bereich, in dem die Last des Motors kleiner $2/3$ der Last beträgt.

Im Betriebsbereich II, wie in Figur 7 zu sehen ist, ist die Ventilöffnungszeit der Auslaßventile 15 und 16 auf 40 Grad (Kurbelwinkel) vor dem unteren Totpunkt (UT) eingestellt, während die Ventilschließzeit auf 40 Grad (Kurbelwinkel) nach dem oberen Totpunkt (OT) eingestellt ist. Auf der anderen Seite ist die Ventilöffnungszeit der Einlaßventile 13 und 14 auf 20 Grad (Kurbelwinkel) nach dem oberen Totpunkt (OT) eingestellt, während die Ventilschließzeit auf 80 Grad nach dem unteren Totpunkt eingestellt ist.

Betriebsbereich III: Dies ist ein Bereich, in dem die Last des Motors größer $2/3$ der Last beträgt.

Im Betriebsbereich III, wie in Figur 8 zu sehen ist, ist die Ventilöffnungszeit der Auslaßventile 15 und 16 auf 70 Grad (Kurbelwinkel) vor dem unteren Totpunkt (UT) eingestellt, während die Ventilschließzeit auf 10 Grad (Kurbelwinkel) nach dem oberen Totpunkt (OT) eingestellt ist. Auf der anderen Seite ist die Ventilöffnungszeit der Einlaßventile 13 und 14 auf 10 Grad (Kurbelwinkel) vor dem oberen Totpunkt (OT) eingestellt, während die Ventilschließzeit auf 50 Grad nach dem unteren Totpunkt (UT) eingestellt ist.

Zusammenfassend sind die Einlaßventile 13 und 14 so eingestellt, daß sie verzögert in solchen teilweisen Lastberei-

chen schließen. Besonders im Betriebsbereich I werden die Einlaßventile 13 und 14 geöffnet, nachdem die Auslaßventile 15 und 16 geschlossen wurden; im anderen Fall ist eine Überlappung des geöffneten Zustands des Einlaßventils mit dem geöffneten Zustand des Auslaßventils kleiner als im Betriebsbereich II und III eingestellt. Im Betriebsbereich II ist eine Überlappung des Kurbelwinkelbereichs, in dem die Auslaßventile 15 und 16 geöffnet sind, mit dem Kurbelwinkelbereich, in dem die Einlaßventile 13 und 14 geöffnet sind, größer als eine Überlappung des geöffneten Zustands des Einlaßventils mit dem geöffneten Zustand des Auslaßventils in dem Betriebsbereich III. Im Betriebsbereich III ist eine Überlappung des Kurbelwinkels, in dem die Auslaßventile 15 und 16 geöffnet sind, mit dem Kurbelwinkel, in dem die Einlaßventile 13 und 14 offen sind, größer als im Betriebsbereich I und kleiner als im Betriebsbereich II.

Die vorangegangene Beschreibung kann kurz wie folgt dargestellt werden:

- (1) Betriebsbereich I (mit der niedrigen Motorlast und der niedrigen Motordrehzahl): Die Überlappung ist null oder kleiner, und das Schließen der Einlaßventile ist verzögert.
- (2) Betriebsbereich II (Motorlast kleiner als zwei Drittel der Gesamtlast): Die Überlappung ist null, und das Schließen der Einlaßventile ist verzögert.
- (3) Betriebsbereich III (Motorlast größer als zwei Drittel der Gesamtlast): Die Überlappung ist die gleiche, und der Schließzeitpunkt der Einlaßventile ist der gleiche wie bei herkömmlichen).

Steuerung der Abgasrückführung:

Die Steuerung der Abgasrückführung wird in drei Bereichen, d.h. Betriebsbereich I, IV und V, auf der Basis der in Figur 9 dargestellten Grafik durch die Steuerung des ersten Abgasrückführungsventils 67 und des zweiten Abgasrückführungsventils 73 in einer Art durchgeführt, wie sie nachfolgend beschrieben wird.

Betriebsbereich I: Dieser Betriebsbereich ist ein Bereich, in dem die Motorlast niedrig und die Motordrehzahl niedrig ist, wie bereits oben beschrieben wurde.

In diesem Betriebsbereich I sind sowohl das erste als auch das zweite Abgasrückführungsventil 67 und 73 geschlossen.

Betriebsbereich IV: Dieser Betriebsbereich ist ein Bereich, in dem die Motorlast kleiner als zwei Drittel der Gesamtlast ist.

Im Betriebsbereich IV wird der Grad der Abgasrückführung durch das erste Abgasrückführungsventil 67 reguliert, während das zweite Abgasrückführungsventil 73 geschlossen ist. Mit anderen Worten, die Abgase werden unter Verwendung der ersten äußeren Abgasrückführungsleitung 65 zurückgeführt.

Betriebsbereich V: Dieser Betriebsbereich ist ein Bereich, in dem die Motorlast über den ganzen Bereich größer als zwei Drittel der Gesamtlast bis zur Gesamtlast ist.

Im Betriebsbereich V wird der Grad der Abgasrückführung durch das zweite Abgasrückführungsventil 73 reguliert, während das erste Abgasrückführungsventil 67 geschlossen ist.

Mit anderen Worten, die Abgase werden mit Hilfe der zweiten äußeren Abgasrückführungsleitung 72 mit dem Abgasrückführungskühler 72 zurückgeführt. Weiterhin ist in diesem Bereich der Grad der Abgasrückführung so eingerichtet, daß er konstant ist oder anwächst, wenn die Last größer wird.

Es sei darauf hingewiesen, daß Figur 10 aus einer Kombination von Figur 5, die die Steuerung der Ventilzeiten darstellt, mit der Figur 9, die die Steuerung der Abgasrückführung darstellt, erstellt ist. In Figur 10 ist der Betriebsbereich in vier Bereiche unterteilt, I, VI, VII und VIII. Es folgt nun eine ausführliche Beschreibung der Betriebsbereiche I, VI und VIII, wo es im Zusammenhang mit einer gleichmäßigen Verbrennung, einem sparsamen Kraftstoffverbrauch und dem Klopfen zu Problemen kommt. Der Motor wird in diesen Bereichen in der nachfolgend beschriebenen Weise gesteuert.

Betriebsbereich I: Dieser Betriebsbereich ist ein Bereich, in dem die Last äußerst gering ist, d.h. die Last ist niedrig und die Motordrehzahl ist niedrig, wie oben beschrieben. Im Betriebsbereich I wird die Verbrennung wahrscheinlich instabil.

In diesem Bereich ist eine äußere Abgasrückführung über die äußere Abgasrückführungsleitung unmöglich, und es gibt keine Überlappung oder eine geringe Überlappung zwischen dem Kurbelwinkel, bei dem die Auslaßventile 15 und 16 offen sind, und dem Kurbelwinkel, bei dem die Einlaßventile 13 und 14 offen sind. Folglich ist das Gasvolumen, das in der Brennkammer 8 übrigbleibt, so gering, daß die Gleichmäßigkeit der Verbrennung gewährleistet ist. Da weiterhin der Winkel, bei dem die Drosselklappe 44 offen ist, in dem Be-

triebsbereich I klein ist, wird das Schließen der Einlaßventile 13 und 14 verzögert, so daß ein Pumpverlust verringert werden kann.

Betriebsbereich VI: Dieser Betriebsbereich ist ein Bereich, in dem die Last gering ist, oder die Last des Motors ist geringer als zwei Drittel der Gesamtlast.

In dem Betriebsbereich VI ist die Verbrennung relativ gleichmäßig, so daß eine Überlappung des Kurbelwinkels, bei dem die Auslaßventile 15 und 16 offen sind, mit dem Kurbelwinkel, bei dem die Einlaßventile 13 und 14 offen sind, größer eingestellt ist. Daher erfolgt eine innere Abgasrückführung zusätzlich zu der Rückführung der Abgase der ersten äußeren Abgasrückführungsleitung 65. Mit anderen Worten wird im Betriebsbereich VI, da die Überlappung des Bereichs, in dem die Auslaßventile 15 und 16 offen sind, mit dem Bereich, in dem die Einlaßventile 13 und 14 offen sind, größer wird, die innere Abgasrückführung dadurch erreicht, daß ein hohes Gasvolumen in der Brennkammer 8 verbleibt. Die Abgase, die in der Brennkammer 8 für die innere Abgasrückführung verbleiben, haben eine hohe Temperatur. Weiterhin haben die Abgase, die durch die erste äußere Abgasrückführungsleitung 65 zurückgeführt werden, eine relativ hohe Temperatur, weil die aus dem Motor austretenden Abgase zum Motor durch die erste äußere Abgasrückführungsleitung 65 zurückgeführt werden, deren stromaufwärtiges Ende mit dem Abgaskrümmern 61 verbunden ist, bevor sie abgekühlt werden.

Zusätzlich wird das Schließen der Einlaßventile 13 und 14 verzögert, so daß die Verzögerung, sie zu schließen, in

Kombination mit der Rückführung der heißeren Abgase einen Pumpverlust im Betriebsbereich VI verringern kann.

Betriebsbereich VIII: Dieser Betriebsbereich umfaßt den kompletten Bereich der Motorlast, die größer als zwei Drittel der Gesamtlast ist.

In dem Betriebsbereich VIII ist die Überlappung des Bereichs der Kurbelwinkel, bei denen die Auslaßventile 15 und 16 offen sind, mit dem Bereich der Kurbelwinkel, bei denen die Einlaßventile 13 und 14 offen sind, so herkömmlich, und die Schließzeiten der Einlaßventile sind so herkömmlich, daß Luft in geeigneter Weise in die Brennkammer eingeleitet werden kann. Zusätzlich werden im Betriebsbereich VIII die Abgase gekühlt durch die zweite äußere Abgasrückführungsleitung 66 mit dem Abgasrückführungskühler 72, und dann zurückgeführt, d.h. es erfolgt eine sogenannte kalte Abgasrückführung, wodurch das Ansteigen der Temperatur im Zylinder verhindert wird.

Im Betriebsbereich VIII kann die Temperatur im Zylinder in der oben beschrieben Weise durch Luftaustausch, durch Verzögerung des Schließzeitpunktes der Einlaßventile 13 und 14, und durch die kalte Abgasrückführung herabgesetzt werden, so daß das Klopfen unterdrückt werden kann und die Menge an No_x in den Abgasen im Betriebsbereich VIII reduziert werden kann.

Es ist darauf hinzuweisen, daß Figur 11 bis 13 jeweils einen Vergleich der Eigenschaften des Motors gemäß der vorliegenden Erfindung und eines herkömmlichen Motors darstellen. Wie aus Figur 11 ersichtlich ist, ist festzustellen, daß der Motor gemäß der vorliegenden Erfindung einen länge-

ren Hub besitzt als herkömmliche Motoren; aus Figur 12 ergibt sich, daß die Bohrung klein ist in bezug auf den Hubraum; und aus Figur 13 ergibt sich weiterhin, daß die Zahl der Zylinder groß ist in bezug zum Hubraum.

Folglich kann der Motor gemäß der vorliegenden Erfindung mit den hier oben beschriebenen Eigenschaften Verbesserungen im Wärmewirkungsgrad und im Benzinverbrauch erreichen, während das Klopfen durch Verkleinerung der Bohrung und Vergrößerung des Verdichtungsverhältnisses unterdrückt werden kann. Weiterhin kann der Motor gemäß der vorliegenden Erfindung mit einem längeren Hub die Last reduzieren, die auf die Lagereinheiten wirken, wodurch ein mechanischer Verlust reduziert wird. Zusätzlich kann ein Motor mit mehreren Zylindern gemäß der vorliegenden Erfindung einen Verbrennungsmotor mit weniger Vibration ergeben.

Weiterhin ist festzustellen, daß der Motor gemäß der vorliegenden Erfindung eine Vielzahl an Verbrennungsmotoren ergeben kann, wo die Anzahl der Zylinder ohne Änderung der Konfiguration jedes einzelnen der Zylinder unterschiedlich ist. Figur 14 stellt einen Vergleich von Motoren mit vier, sechs und acht Zylindern mit herkömmlichen Motoren dar.

Für den Motor gemäß der vorliegenden Erfindung kann die Temperatur im Zylinder herabgesetzt werden durch Einspritzen von Wasser in die Brennkammer 8 im Bereich hoher Last, um weiterhin das Klopfen im Bereich hoher Last zu verhindern. Je niedriger die Temperatur im Zylinder ist, desto vollständiger kann das Klopfen verhindert werden, d.h. umso schwieriger ist es, das Klopfen herbeizuführen, und umso höher kann das Verdichtungsverhältnis gemacht werden.

Weiterhin kann eine Nebenkammer 90 im Gehäuse 1 des Motors angeordnet sein, um ein Auftreten des Klopfens zu verhindern, wie in Figur 15 gezeigt ist. In Figur 15 sind die gleichen Elemente vorgesehen mit den gleichen Bezugsziffern wie jene in Figur 1 und anderen Zeichnungen, und eine Beschreibung dieser Elemente wird in den folgenden Erläuterungen weggelassen.

Motor mit Nebenkammer (Figur 15):

Die im Motorgehäuse 1 angeordnete Nebenkammer 90 ist mit einem Nebenkammeranschluß 90a versehen, der eine Öffnung in die Brennkammer 8 hat, und ein Nebenkammerventil 91 ist am Nebenkammeranschluß 90a angebracht. In dem Bereich hoher Last (wie durch den Betriebsbereich V in Figur 9 dargestellt) ist der Nebenkammeranschluß 90a so angeordnet, daß er mit dem Nebenkammerventil 91 geöffnet oder geschlossen wird. Auf der anderen Seite ist in dem Bereich niedriger Last (wie durch die Betriebsbereiche I und IV in Figur 9 dargestellt) der Nebenkammeranschluß 90a so angeordnet, daß er durch das Nebenkammerventil 91 geschlossen wird.

Figur 16 zeigt ein Beispiel der Zeitsteuerung zum Öffnen und Schließen des Nebenkammeranschlusses 90a durch das Nebenkammerventil 91 im Bereich hoher Last.

Wie aus Figur 16 ersichtlich ist, ist der Zeitpunkt, den Nebenkammeranschlusses 90a durch das Nebenkammerventil 91 zu schließen, der gleiche wie der Zündzeitpunkt, d.h. 160° nach dem unterem Totpunkt, und der Nebenkammeranschluß 90a wird bei ungefähr 70° vor dem Schließzeitpunkt geöffnet, wodurch die gemischte Luft in der Nebenkammer 90 durch die gemischte Luft in der Brennkammer 8 ersetzt wird.

Es kann weiterhin darauf hingewiesen werden, daß der Öffnungszeitpunkt des Nebenkammerventils 91 vorzugsweise während des Kompressionshubs sein kann, besonders in der Mittelstellung, und der Schließzeitpunkt kann vorzugsweise im wesentlichen der gleiche oder ein wenig früher sein als der Zündzeitpunkt, obwohl der Schließzeitpunkt des Nebenkammerventils 91 auf die Anfangsstellung des Explosionshubs eingestellt sein kann. Weiterhin kann das Volumen der Nebenkammer 90 auf ungefähr 20% bis 50% des Volumens der Brennkammer am oberen Totpunkt eingestellt sein, und der Bereich des Nebenkammerventils 91 kann auf ungefähr 20% bis 30% des Bereichs des Einlaßventils eingestellt sein.

Die Anordnung des Motors, wie sie oben beschrieben ist, läßt es zu, daß ein Teil des Kraftstoffgemischs innerhalb der Brennkammer 8 in der Nebenkammer 90 eingeschlossen wird, wobei das Nebenkammerventil 91 so angeordnet ist, daß es während des Kompressionshubs geöffnet oder geschlossen wird, und daß dann ein Teil des Kraftstoffgemischs in der Nebenkammer 90 gekühlt wird und dann während des folgenden Kompressionshubs durch einen Teil des Kraftstoffgemischs innerhalb der Brennkammer 8 ersetzt wird, wodurch die Temperatur innerhalb des Zylinders im Bereich hoher Last auf einen Wert unterhalb des Wertes von herkömmlichen Motoren ohne Nebenkammer herabgesetzt und das Klopfen unterdrückt wird.

Ein Verbrennungsmotor ist so ausgelegt, daß er eine Erhöhung des Drucks (ein Grad des Druckanstiegs innerhalb des Zylinders, ΔP) hervorgerufen durch die Verbrennung des Kraftstoffs, der seiner Brennkammer zugeführt ist, in mechanische Arbeit umsetzt. Folglich kann der Verbrennungsmotor besser arbeiten, wenn der Grad des Druckanstiegs inner-

halb des Zylinders, ΔP , größer wird. Unter der Voraussetzung eines konstanten Volumens der Verbrennung kann der Grad des Druckanstiegs innerhalb des Zylinders, ΔP , durch folgende Formel (1) ausgedrückt werden:

$$\Delta P = (\epsilon R/V) \times (Q/C_v) \quad (1)$$

wobei ϵ das Verdichtungsverhältnis ist;

R die Gaskonstante ist;

Q die Wärmekapazität des Kraftstoffs ist;

V das Volumen der Brennkammer ist;

und

C_v die spezifische Wärme bei einem konstanten Volumen ist.

Es folgen nun Erläuterungen zum Einfluß von Temperaturänderungen auf den Grad des Druckanstiegs innerhalb des Zylinders, ΔP . Die Differenzierung der obigen Formel (1) ergibt die folgende Formel (2):

$$d(\Delta P)/dT = -(\epsilon R/V) \times (Q/C_v^2) \times (dC_v/dT) \quad (2)$$

Es kann hier darauf hingewiesen werden, daß die spezifische Wärme bei einem konstanten Volumen, C_v , größer wird, wenn die Temperatur erhöht wird, wie in Figur 17 gezeigt ist. Folglich ist der Ausdruck (dC_v/dT) auf der rechten Seite der obigen Formel (2) größer als null, so daß die rechte Seite der obigen Formel (2) einen negativen Wert ergibt.

Folglich ergibt der Ausdruck, $d(\Delta P)/dT$, der linken Seite der obigen Formel (2) einen negativen Wert; mit anderen Worten, je höher die Temperatur innerhalb des Zylinders

ist, desto kleiner ist der Grad des Druckanstiegs innerhalb des Zylinders, ΔP . Das bedeutet, je niedriger die Temperatur innerhalb des Zylinders, desto höher ist der Grad des Druckanstiegs innerhalb des Zylinders, ΔP , und desto besser kann der Motor arbeiten.

Die Tatsache, daß der Motor besser kann, wenn die Temperatur innerhalb des Zylinders niedriger wird, kann von einem anderen Gesichtspunkt aus beschrieben werden.

Die Wärmekapazität Q des Kraftstoffs kann durch die folgende Formel (3) ausgedrückt werden:

$$Q = C_v \times G \times \Delta T \quad (3)$$

wobei C_v die spezifische Wärme bei einem konstanten Volumen ist;
 G das Maß des in die Brennkammer geladenen Kraftstoffgemischs ist;
 ΔT der Grad des mit der Verbrennung verbundenen Temperaturanstiegs ist (der Grad des Temperaturanstiegs innerhalb des Zylinders).

Die obige Formel (3) kann abgewandelt werden in die folgende Formel (4):

$$\Delta T = Q / (C_v \times G) \quad (4)$$

Wie die obige Formel (4) aufzufassen ist, wird der Grad des Temperaturanstiegs, ΔT , umso höher, je kleiner die spezifische Wärme bei konstantem Volumen, C_v , wird, vorausgesetzt daß die Wärmekapazität des Kraftstoffs, Q , und die Menge

des in die Brennkammer geladenen Kraftstoffgemischs konstant bleibt.

Es sei darauf hingewiesen, daß die spezifische Wärme bei konstantem Volumen, C_v , größer wird, wenn die Temperatur T erhöht wird, wie in Figur 17 gezeigt ist. Mit anderen Worten je niedriger die Temperatur T innerhalb des Zylinders ist, desto kleiner ist die spezifische Wärme bei konstantem Volumen, C_v ; daraus folgt, je niedriger die Temperatur T innerhalb des Zylinders, desto höher ist der Grad des mit der Verbrennung verbundenen Temperaturanstiegs innerhalb des Zylinders, ΔT .

Da der Druck innerhalb des Zylinders mit einem größeren Grad des Druckanstiegs innerhalb des Zylinders, ΔP , veranlaßt wird, anzusteigen, wenn der Grad des Temperaturanstiegs innerhalb des Zylinders, ΔT , größer wird, wird der Grad des Druckanstiegs innerhalb des Zylinders, ΔP , größer, wenn die Temperatur innerhalb des Zylinders, T , niedriger ist. Mit anderen Worten, wenn die gleiche Menge von Wärmekapazität durch die gleiche Menge von zugeführtem Kraftstoff erzeugt würde, ist festzustellen, daß wenn die Temperatur innerhalb des Zylinder, T , abgesenkt wird, der Grad des Druckanstiegs innerhalb des Zylinders, ΔP , höher wird, so daß auf diese Weise eine bessere Leistung und ein besserer Wärmewirkungsgrad erzielt wird.

Wie aus der vorhergehenden Beschreibung offensichtlich wird, erlaubt die Einrichtung einer Nebenkammer 90 im Motorgehäuse 1 die Unterdrückung des Klopfens im Bereich hoher Last und verbessert den Wärmewirkungsgrad im Bereich hoher Last.

Wenn der Temperaturanstieg, hervorgerufen durch die Kompression des Kraftstoffgemischs in der Brennkammer, bis zum äußersten genutzt wird, ist der Schließzeitpunkt des Nebenkammerventils 91 auf den oberen Totpunkt der Kompression eingestellt. Wenn alternativ der Temperaturanstieg, hervorgerufen durch die Kompression des Kraftstoffgemischs in der Brennkammer, bis zum äußersten genutzt wird, ist der Schließzeitpunkt des Nebenkammerventils 91 so spät wie möglich eingestellt. Es sei hier darauf hingewiesen, daß der Kurbelwinkel, bei welchem der Druck, hervorgerufen durch die Verbrennung, sein Maximum erreicht, im allgemeinen bei ungefähr 30° nach dem oberen Totpunkt (OT) der Kompression liegt.

Es ist allgemein bekannt, daß in Wirklichkeit Verbrennungszustände in hohem Maße in Abständen schwanken. Wenn das Nebenkammerventil 91 offengehalten werden würde, bis eine Druckabweichung im Zylinder groß wird, ist es unerwünscht, daß der Druck, die Dichte und die Temperatur des in der Nebenkammer eingeschlossenen Kraftstoffgemischs in gleichen Abständen schwanken. Wenn folglich das Nebenkammerventil 91 sofort geschlossen werden würde, bevor es bei dem durch die Verbrennung bedingten Druckanstieg zu Schwankungen kommt, kann die Auswirkung der Schwankung bei der Verbrennung unterdrückt werden, und die Kühlwirkung des Kraftstoffgemischs kann verbessert werden. Auf der anderen Seite kann das Nebenkammerventil 91 geschlossen werden zum Zeitpunkt nahe dem Zündzeitpunkt.

Motorvariante mit Nebenkammer

Das Klopfen tritt wahrscheinlich nicht auf, wenn die Motorlast schwächer wird (im Schwachlastbereich). Wenn der Wärmewirkungsgrad im Schwachlastbereich durch Verringerung der Temperatur im Zylinder verbessert werden soll, kann jedoch die Ventilsteuerung zum Öffnen und Schließen des Nebenkammerventils 91 mit Hilfe einer Einrichtung zur Änderung der Ventilsteuerzeiten in der Weise bequem geändert werden, daß die Ventilsteuerung zum Öffnen und Schließen des Nebenkammerventils 91 so eingestellt ist, daß sie sich dem Schließzeitpunkt der Einlaßventile 13 und 14 der Last entsprechend mit kleiner werdenden Last anpaßt. Diese Anordnung kann den mit der Einleitung des Kraftstoffgemischs in die Nebenkammer 90 verbundenen Druckverlust geringfügig verhindern, und sie kann den Wärmewirkungsgrad infolge einer Herabsetzung der Temperatur im Zylinder verbessern.

Als Mittel, mit dem die Temperatur des Kraftstoffgemischs in der Nebenkammer 90 zwangsweise herabgesetzt wird, kann ein beweglicher Kolben in der Nebenkammer 90 angebracht sein, welcher so angeordnet ist, daß er das in der Nebenkammer 90 befindliche Kraftstoffgemisch in Synchronisation mit der Drehung der Kurbelwelle 23 verdrängt, so daß das Kraftstoffgemisch in die Nebenkammer 90 fließt. Alternativ kann der bewegliche Kolben so mit einer Feder vorgespannt werden, daß er das wirkliche Volumen der Nebenkammer 90 zwangsweise kleiner werden läßt, wenn das Nebenkammerventil 91 offen ist, und auf diese Weise das Kraftstoffgemisch durch den Nebenkammeranschluß 90a fließen oder sich bewegen läßt.

Andere Mittel zur Verhinderung des Klopfens (magerer Verbrennung)

Bei einem Magergemischmotor, bei dem das Luft-Kraftstoff-Verhältnis magerer ist als das stöchiometrische Luft-Kraftstoff-Verhältnis, wird ein Teil der bei der Verbrennung entstehenden Wärmekapazität durch einen Überschuß an Luft absorbiert, wodurch die Temperatur T im Zylinder herabgesetzt wird. Je magerer das Luft-Kraftstoff-Verhältnis ist, desto größer ist die Überschußmenge an Luft. Dieses setzt die Temperatur T im Zylinder herab, so daß wahrscheinlich kein Klopfen entsteht und der Wärmewirkungsgrad verbessert wird. Weiterhin vermindert tatsächlich eine Reduzierung der Temperatur im Zylinder eine Wärmeableitung zur Oberfläche der Verbrennungskammerwand, und der Kühlungsverlust wird vermindert. Folglich kann ein magereres Luft-Kraftstoff-Verhältnis den Kühlungsverlust reduzieren, und infolgedessen kann es den Wärmewirkungsgrad verbessern.

Selbst wenn zum Beispiel das Luft-Kraftstoffgemisch extrem mager eingestellt sein würde, beispielsweise auf $A/F=30$, kann die Zündbarkeit und die Brennbarkeit gesichert werden, indem der Einlaßkanal zu einem Wirbelkanal oder Trommelkanal gemacht wird, oder indem das Verdichtungsverhältnis entsprechend der Magerheit des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses vergrößert wird, oder indem an mehreren Punkten gezündet wird.

Obwohl der Bereich, in dem der Motor in einem mageren Luft-Kraftstoff-Verhältnis läuft, so eingestellt sein kann, daß er alle Bereiche, in denen der Motor läuft, abdecken kann, wird der Motor mit einem mageren Luft-Kraftstoff-Verhältnis, zum Beispiel in einem gleichmäßig laufenden Be-

reich, besonders im mittleren Drehzahl- und Lastbereich betrieben. In den anderen Bereichen als in dem Bereich, wo der Motor in einem mageren Luft-Kraftstoff-Verhältnis läuft, kann er zum Beispiel mit einem stöchiometrischen Luft-Kraftstoff-Verhältnis betrieben werden. Insbesondere läuft der Motor mit einem mageren Luft-Kraftstoff-Verhältnis in den Betriebsbereichen VI und VII gemäß Figur 10, obwohl der Motor in diesen Betriebsbereichen laufen kann, wobei die Motordrehzahl auf einen vorbestimmten Wert, z.B. 4000 Upm oder weniger, eingestellt ist. In den Betriebsbereichen I und VIII läuft der Motor mit dem stöchiometrischen Luft-Kraftstoff-Verhältnis.

Figur 20 zeigt ein Beispiel eines Motors, der drei Einlaßventile und zwei Auslaßventile umfaßt; das Bezugszeichen 101 steht für eine Verbrennungskammer, die Bezugszeichen 102, 103 und 104 stehen für Einlaßkanäle; die Bezugszeichen 105, 106 und 107 stehen für Einlaßventile; die Bezugszeichen 108 und 109 stehen für Auslaßkanäle; die Bezugszeichen 110 und 111 stehen für Auslaßventile; und das Bezugszeichen 112 steht für eine Zündkerze.

Wie oben beschrieben, kann der Hubkolbenmotor mit Fremdzündung gemäß der vorliegenden Erfindung die Bohrung kleiner machen in bezug zum Volumen der einzelnen Kammer, wodurch das Klopfen unterdrückt wird und das Verdichtungsverhältnis größer ist als bei herkömmlichen Motoren. Weiterhin hat der Motor gemäß der vorliegenden Erfindung einen längeren Hub, so daß er die Last reduzieren kann, die auf die Lagerabschnitte der Kurbelwelle wirkt.

Patentansprüche

1. Selbstsaugender Hubkolbenmotor mit Fremdzündung, in dem eine Zündkerze derart angeordnet ist, daß sie einer Brennkammer gegenüberliegt, die von einem Kolben festgelegt und begrenzt wird, der so in einen Zylinder eingeführt ist, daß er sich hin- und herbewegen kann, wobei:

zwei Einlaßventile und zwei Auslaßventile jeder Brennkammer zugeordnet sind,

der Zylinder eine Bohrung von etwa 51 mm bis 67 mm aufweist,

das Volumen einer einzigen Zylinderkammer etwa 150 cm³ bis 340 cm³ beträgt,

das Verhältnis des Kolbenhubs (S) zu der Bohrungsgröße (B) größer als 1 (S/B) ist, und

das Verdichtungsverhältnis des Motors 11 oder höher ist.
2. Selbstsaugender Hubkolbenmotor mit Fremdzündung, in dem eine Zündkerze derart angeordnet ist, daß sie einer Brennkammer gegenüberliegt, die von einem Kolben festgelegt und begrenzt wird, der so in einen Zylinder eingeführt ist, daß er sich hin- und herbewegen kann, wobei:

drei Einlaßventile und zwei Auslaßventile jeder Brennkammer zugeordnet sind,

der Zylinder eine Bohrung von etwa 45 mm bis 50 mm aufweist,

das Volumen einer einzigen Zylinderkammer etwa 110 cm³ bis 200 cm³ beträgt,

das Verhältnis des Kolbenhubs (S) zu der Bohrungsgröße (B) größer als 1 (S/B) ist, und

das Verdichtungsverhältnis des Motors 11 oder höher ist.

3. Hubkolbenmotor mit Fremdzündung nach Anspruch 1 oder 2, desweiteren mit mindestens einer Einrichtung zur Veränderung der Öffnungs- und Verschußzeiten eines Einlaßventils,

wobei zumindest die Zeitsteuerung zum Verschließen des Einlaßventils gemäß einem Betriebszustand des Motors geändert wird.

4. Hubkolbenmotor mit Fremdzündung nach Anspruch 3, wobei die Überlagerung des geöffneten Zustands des Einlaßventils mit dem geöffneten Zustand des Auslaßventils in Abhängigkeit von dem Betriebszustand des Motors geändert wird.

5. Hubkolbenmotor mit Fremdzündung nach Anspruch 4, wobei:

in einem ersten Betriebsbereich, in dem die Drehzahl des Motors niedrig ist und eine Belastung des Motors niedrig ist, das Einlaßventil geöffnet wird, nachdem das Auslaßventil geschlossen worden ist, oder eine Überlagerung des geöffneten Zustands des Einlaßventils mit dem geöffneten Zustand des Auslaßventils kleiner eingestellt wird als in einem zweiten Betriebsbereich und als in einem

dritten Betriebsbereich,

in dem zweiten Betriebsbereich, bei dem die Belastung des Motors anders als im ersten Betriebsbereich niedrig ist, die Zeitsteuerung zum Verschließen des Einlaßventils verzögert wird und die Überlagerung des geöffneten Zustands des Einlaßventils mit dem geöffneten Zustand des Auslaßventils größer eingestellt wird als in dem ersten Betriebsbereich, und

in dem dritten Betriebsbereich, in dem die Belastung des Motors hoch ist, die Zeitsteuerung zum Verschließen des Einlaßventils so eingestellt wird, daß sie früher stattfindet als die Zeitsteuerung zum Verschließen des Einlaßventils in dem ersten Betriebsbereich und in dem zweiten Betriebsbereich, und die Überlagerung des geöffneten Zustands des Einlaßventils mit dem geöffneten Zustand des Auslaßventils größer ist als in dem ersten Betriebsbereich und kleiner ist als in dem zweiten Betriebsbereich.

6. Hubkolbenmotor mit Fremdzündung nach Anspruch 5, wobei das Einlaßventil zur gleichen Zeit geöffnet wird, zu der das Auslaßventil geschlossen wird, oder das Einlaßventil geöffnet wird, nachdem das Auslaßventil geschlossen worden ist.
7. Hubkolbenmotor mit Fremdzündung nach Anspruch 5, desweiteren mit:

einer ersten Abgasrückführungseinrichtung zum Rückführen der Abgase, die einen höhere Temperatur aufweisen, zu der Brennkammer, und

einer zweiten Abgasrückführungseinrichtung zum Rückführen der Abgase, die eine niedrigere Temperatur aufweisen, zu der Brennkammer,

wobei die Abgase zu dem Zeitpunkt, an dem die Belastung des Motors niedriger ist, nur von der ersten Abgasrückführungseinrichtung zurückgeführt werden, und

wobei die Abgase zu dem Zeitpunkt, an dem die Belastung des Motors höher ist, nur von der zweiten Abgasrückführungseinrichtung zurückgeführt werden.

8. Hubkolbenmotor mit Fremdzündung nach Anspruch 7, wobei die Rückführung der Abgase durch die erste Abgasrückführungseinrichtung und die zweite Abgasrückführungseinrichtung in dem ersten Betriebsbereich verhindert wird.
9. Hubkolbenmotor mit Fremdzündung nach Anspruch 1 oder 2, desweiteren mit:

einer ersten Abgasrückführungseinrichtung zum Rückführen der Abgase, die eine höhere Temperatur aufweisen, zu der Brennkammer, und

einer zweiten Abgasrückführungseinrichtung zum Rückführen der Abgase, die eine niedrigere Temperatur aufweisen, zu der Brennkammer,

wobei die Abgase zu dem Zeitpunkt, an dem die Belastung des Motors niedriger ist, nur von der ersten Abgasrückführungseinrichtung zurückgeführt werden, und

wobei die Abgase zu dem Zeitpunkt, an dem die Belastung des Motors höher ist, nur von der zweiten Abgasrückführungseinrichtung zurückgeführt werden.

10. Hubkolbenmotor mit Fremdzündung nach Anspruch 9, wobei die Rückführung der Abgase durch die erste Abgasrückführungseinrichtung und die zweite Abgasrückführungseinrichtung verhindert wird, wenn die Belastung des Motors niedrig ist und die Drehzahl des Motors gering ist.

11. Hubkolbenmotor mit Fremdzündung nach Anspruch 1 oder 2, desweiteren mit:

einer ersten Abgasrückführungseinrichtung zum Zurückführen der Abgase, die eine höhere Temperatur aufweisen, zu der Brennkammer,

einer zweiten Abgasrückführungseinrichtung zum Rückführen der Abgase, die eine niedrigere Temperatur aufweisen, zu der Brennkammer, und

einer Einrichtung zur Veränderung der Öffnungs- und Verschußzeiten des Einlaßventils, und zum Ändern einer Überlagerung des geöffneten Zustands des Einlaßventils mit dem geöffneten Zustand des Auslaßventils;

wobei die Belastung des Motors als ein Parameter zur Unterscheidung des Bereichs, in dem der Motor betrieben wird, in eine erste Belastung, wobei diese Belastung größer ist, eine zweite Belastung, wobei diese Belastung mittelgroß ist, und eine dritte Belastung, wobei diese Belastung kleiner ist, unterteilt wird;

wobei in einem ersten Betriebsbereich, in dem die Belastung des Motors kleiner als die ersten Belastung ist und in dem die Drehzahl des Motors niedrig ist, das Zurückführen der Abgase durch die erste Abgasrückführungseinrichtung und durch die zweite Abgasrückführungseinrichtung verhindert wird, die Zeitsteuerung zum Verschließen des Einlaßventils verzögert wird, und die Überlagerung des geöffneten Zustands des Einlaßventils mit dem geöffneten Zustand des Auslaßventils auf Null oder kleiner eingestellt wird,

wobei in einem zweiten Betriebsbereich, in dem die Belastung des Motors gleich oder kleiner als die zweite Belastung ist und in dem die Drehzahl des Motors anders als in dem ersten Betriebsbereich niedrig ist, die Abgase nur von der ersten Abgasrückführungseinrichtung zurückgeführt werden, die Zeitsteuerung zum Verschließen des Einlaßventils verzögert wird, und die Überlagerung des geöffneten Zustands des Einlaßventils mit dem geöffneten Zustand des Auslaßventils größer eingestellt wird,

wobei in einem dritten Betriebsbereich, in dem die Belastung des Motors zwischen der zweiten Belastung und der dritten Belastung liegt, die Abgase nur von der zweiten Abgasrückführungseinrichtung zurückgeführt werden, und die Zeitsteuerung zum Verschließen des Einlaßventils sowie auch die Überlagerung des geöffneten Zustands des Einlaßventils mit dem geöffneten Zustand des Auslaßventils gleich denen beim zweiten Betriebsbereich sind, und

wobei in einem vierten Betriebsbereich, in dem die Belastung des Motors gleich oder größer als die dritte Belastung ist, die Abgase nur von der zweiten Abgasrückfüh-

nungseinrichtung rückgeführt werden, die Zeitsteuerung zum Verschließen des Einlaßventils früher als jede in dem ersten Betriebsbereich, dem zweiten Betriebsbereich und dem dritten Betriebsbereich stattfindet, und die Überlagerung des geöffneten Zustands des Einlaßventils mit dem geöffneten Zustand des Auslaßventils größer als in dem ersten Betriebsbereich ist und kleiner als jede in dem zweiten Betriebsbereich und in dem dritten Betriebsbereich ist.

12. Hubkolbenmotor mit Fremdzündung nach Anspruch 1 oder 2, desweiteren mit einer Nebenkammer, die mit der Brennkammer durch eine Nebenkammeröffnung in Verbindung steht, die so angeordnet ist, daß sie mit einem Nebenkammerventil geöffnet und geschlossen werden kann,

wobei die Zeitsteuerung zum Öffnen des Nebenkammerventils so eingestellt wird, daß sie in dem Verlauf eines Verdichtungshubs liegt und die Zeitsteuerung zum Verschließen des Nebenkammerventils so eingestellt wird, daß sie vor dem Zündzeitpunkt liegt.

13. Hubkolbenmotor mit Fremdzündung nach Anspruch 1 oder 2, wobei der Motor zumindest in einem vorbestimmten Betriebsbereich mit einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis betrieben wird, das magerer als ein stöchiometrisches Luft-Kraftstoff-Verhältnis ist.

14. Hubkolbenmotor mit Fremdzündung nach Anspruch 13, wobei der Motor in einem konstanten Betriebsbereich mit einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis läuft, das magerer als das stöchiometrische Luft-Kraftstoff-Verhältnis ist.

15. Hubkolbenmotor mit Fremdzündung nach Anspruch 13, wobei der Motor zumindest zu dem Zeitpunkt, an dem die Last des Motors mittelgroß ist und die Drehzahl des Motors mittelgroß ist, mit einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis läuft, das magerer als das stöchiometrische Luft-Kraftstoff-Verhältnis ist.

16. Hubkolbenmotor mit Fremdzündung nach Anspruch 1 oder 2, wobei:

die erste Drehzahl des Motors dann, wenn eine mittlere Ansaugluft-Machzahl 0,5 wird, so einstellbar ist, daß sie gleich oder kleiner als die zweite Drehzahl des Motors ist, wenn die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens 20 m/s wird, und

die erste Drehzahl des Motors auf 6.000 U/min oder größer festgelegt wird, die zweite Drehzahl des Motors auf 8.000 U/min oder niedriger festgelegt wird, und der Unterschied, der durch Subtrahieren der ersten Drehzahl des Motors von der zweiten Drehzahl des Motors erhalten wird, 2.000 U/min oder kleiner ist.

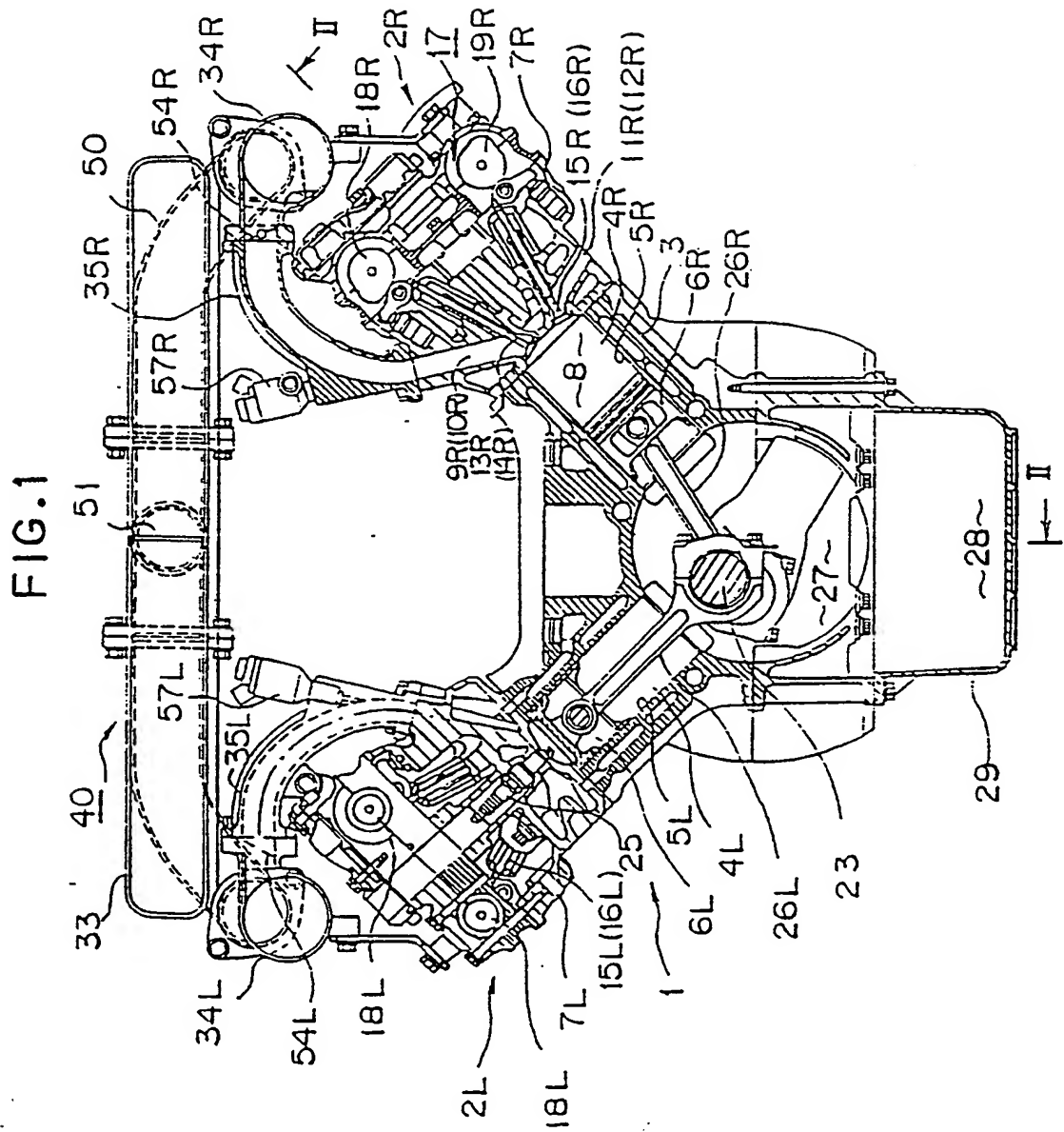
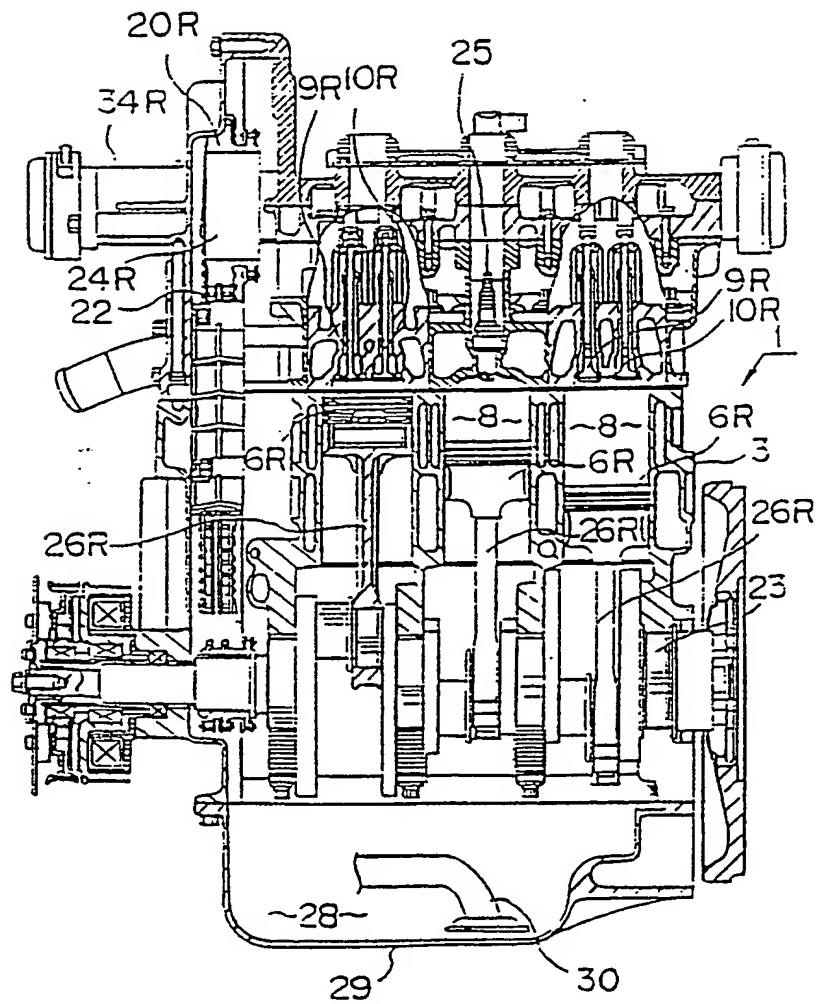


FIG.2



4/15

FIG. 4

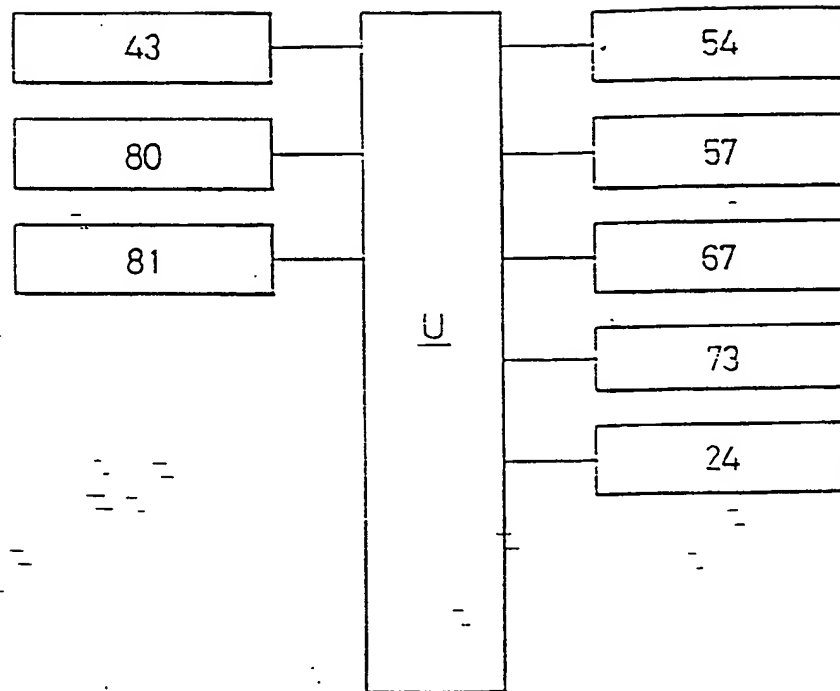


FIG. 5

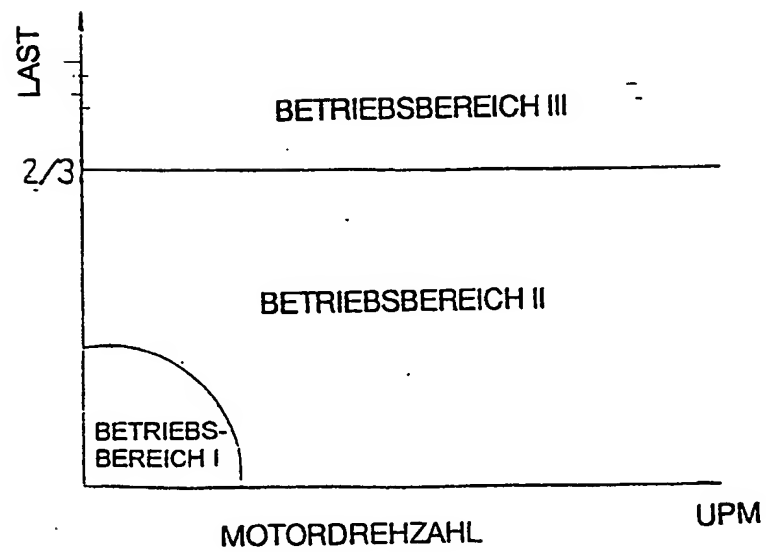


FIG.6

(VENTILSTEUERUNG IM BETRIEBSBEREICH I)

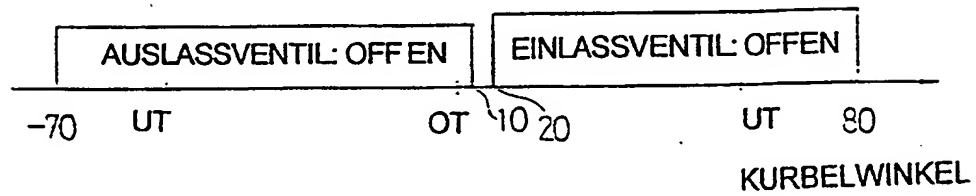


FIG.7

(VENTILSTEUERUNG IM BETRIEBSBEREICH II)

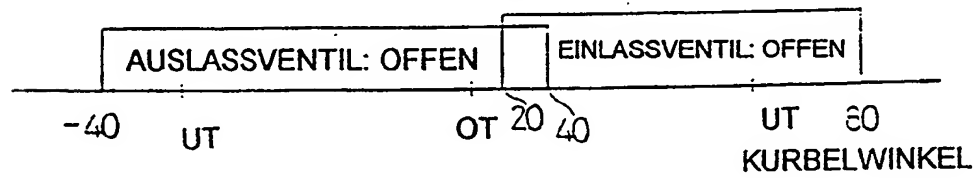
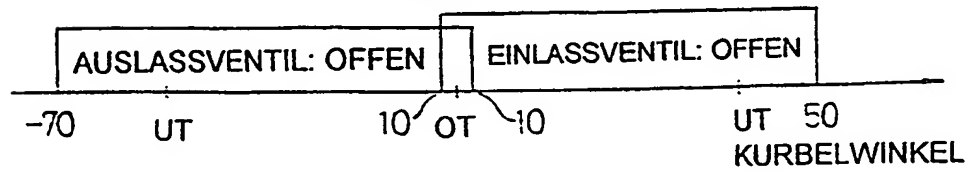


FIG.8

(VENTILSTEUERUNG IM BETRIEBSBEREICH III)



6/15

FIG. 9

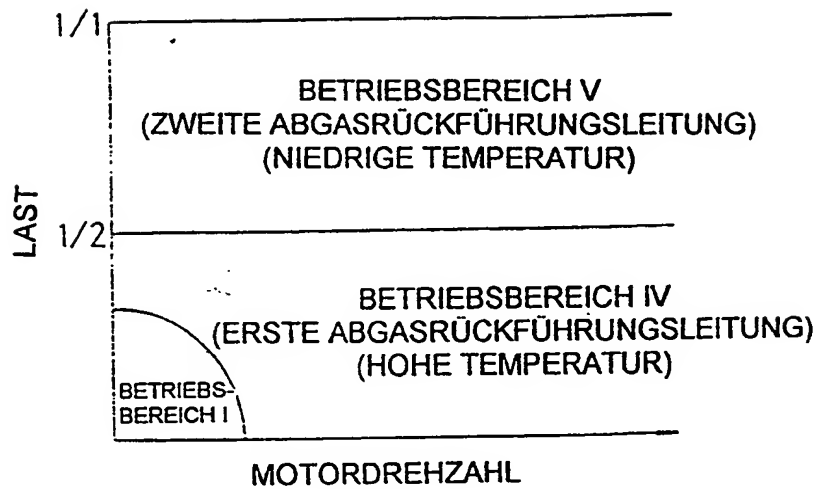
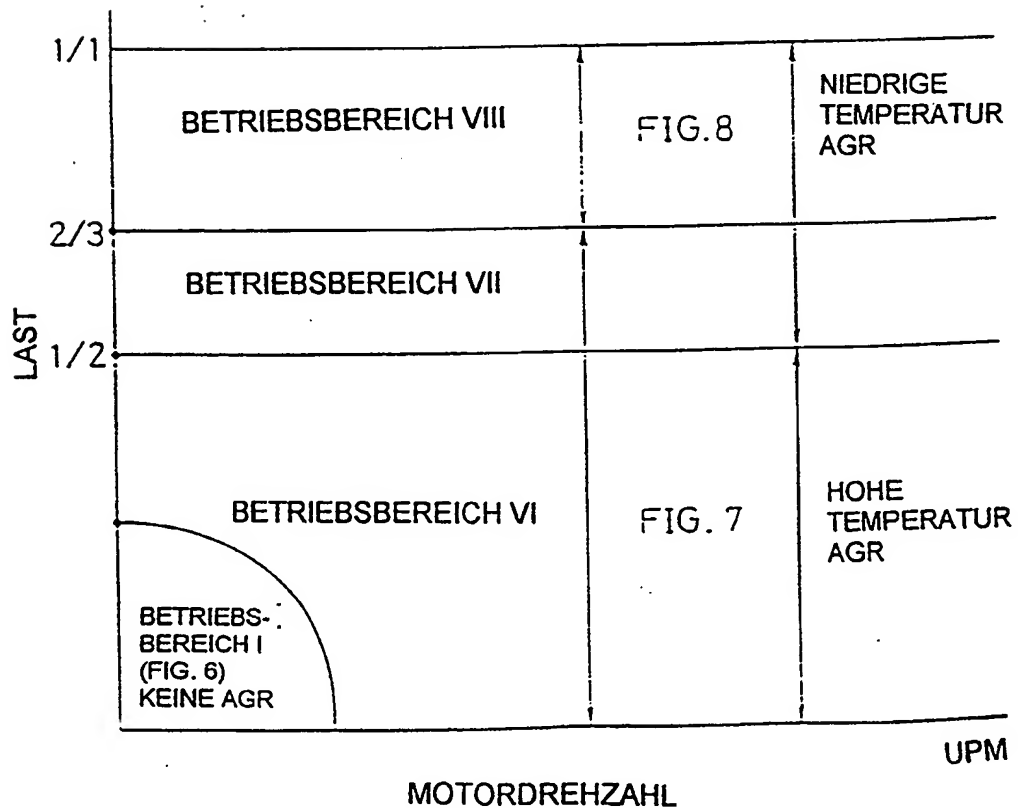


FIG. 10



7/15

FIG.11

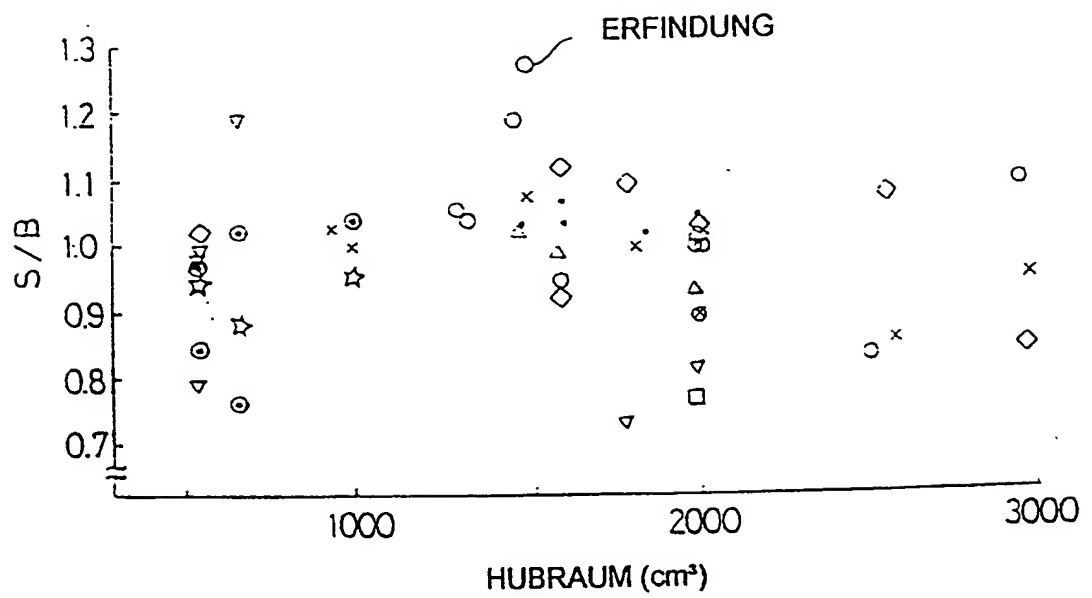


FIG. 12

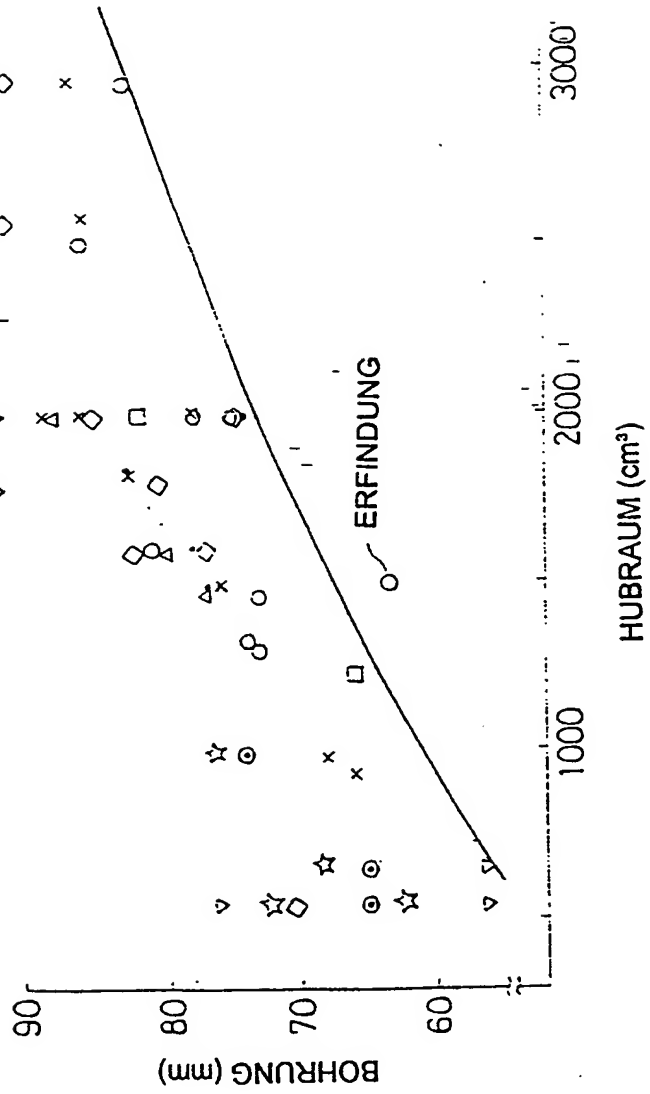


FIG.13

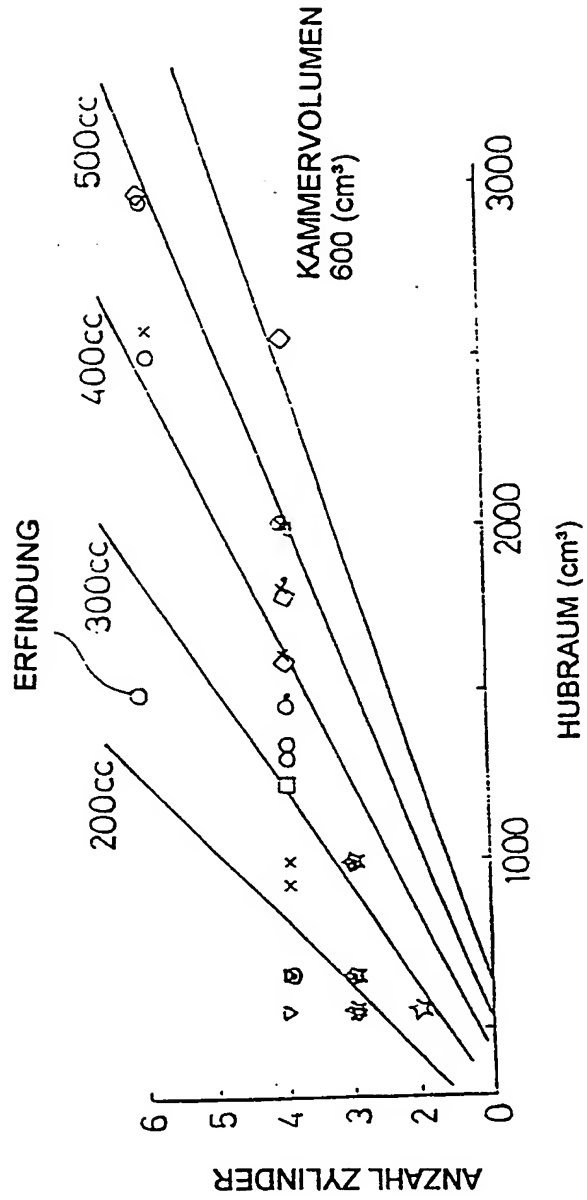


FIG.14

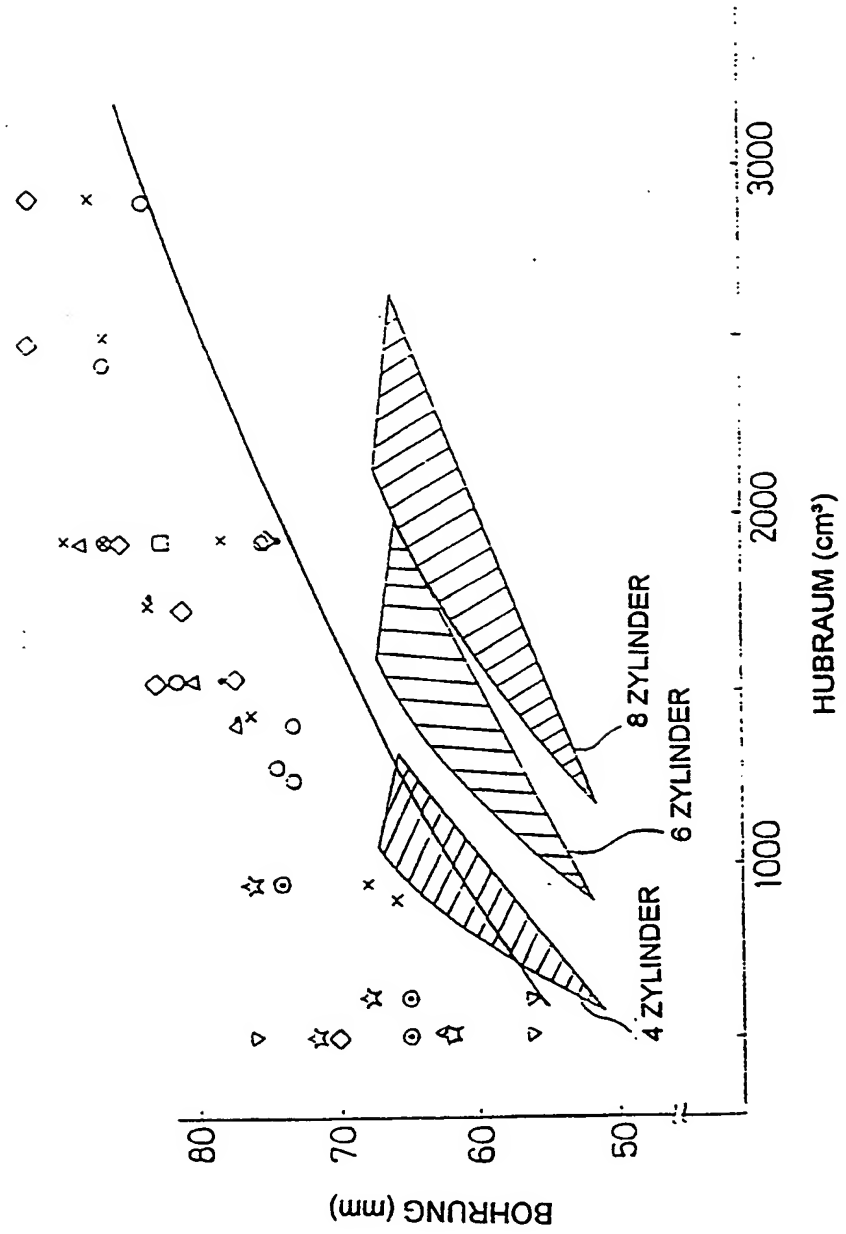


FIG.15

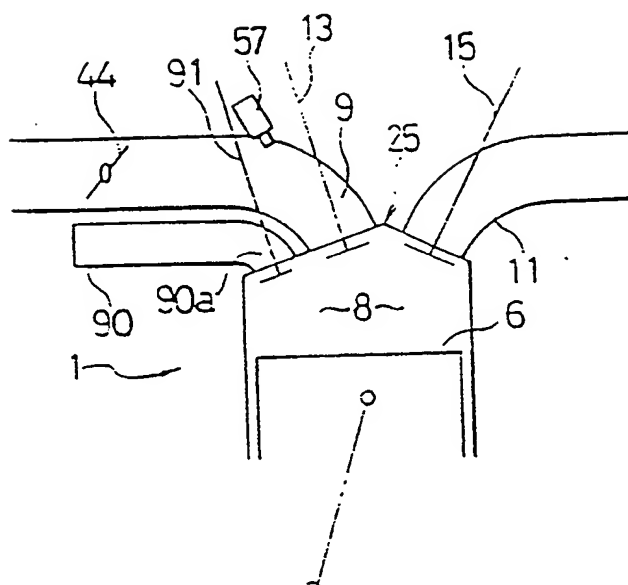
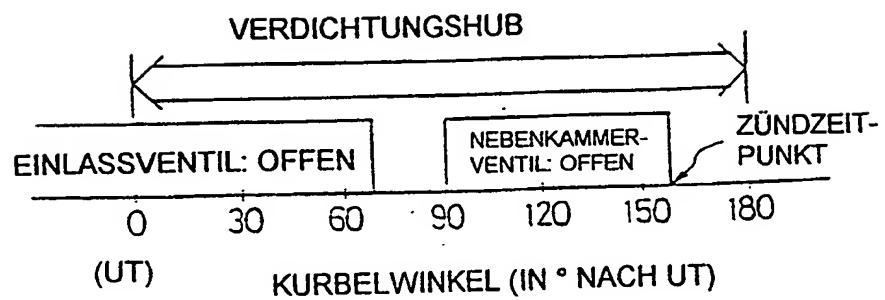


FIG.16



12/15

FIG.17

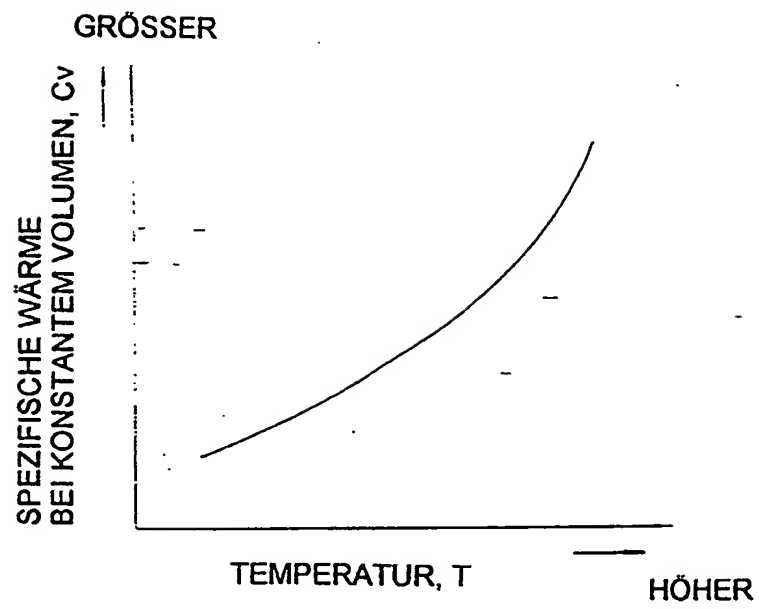


FIG.18

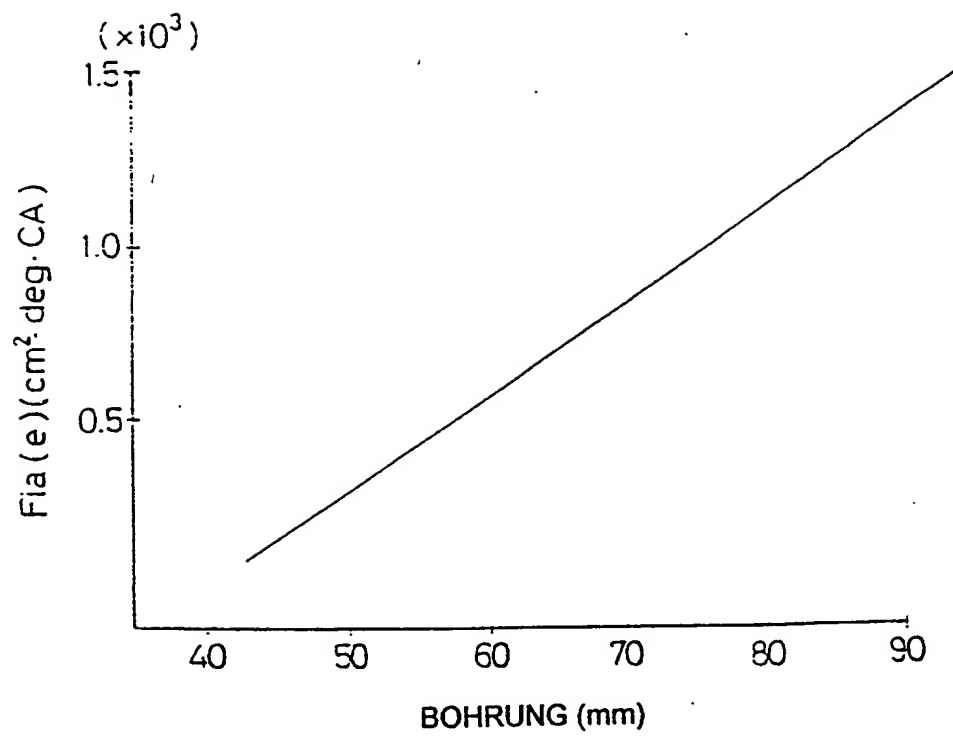


FIG.19

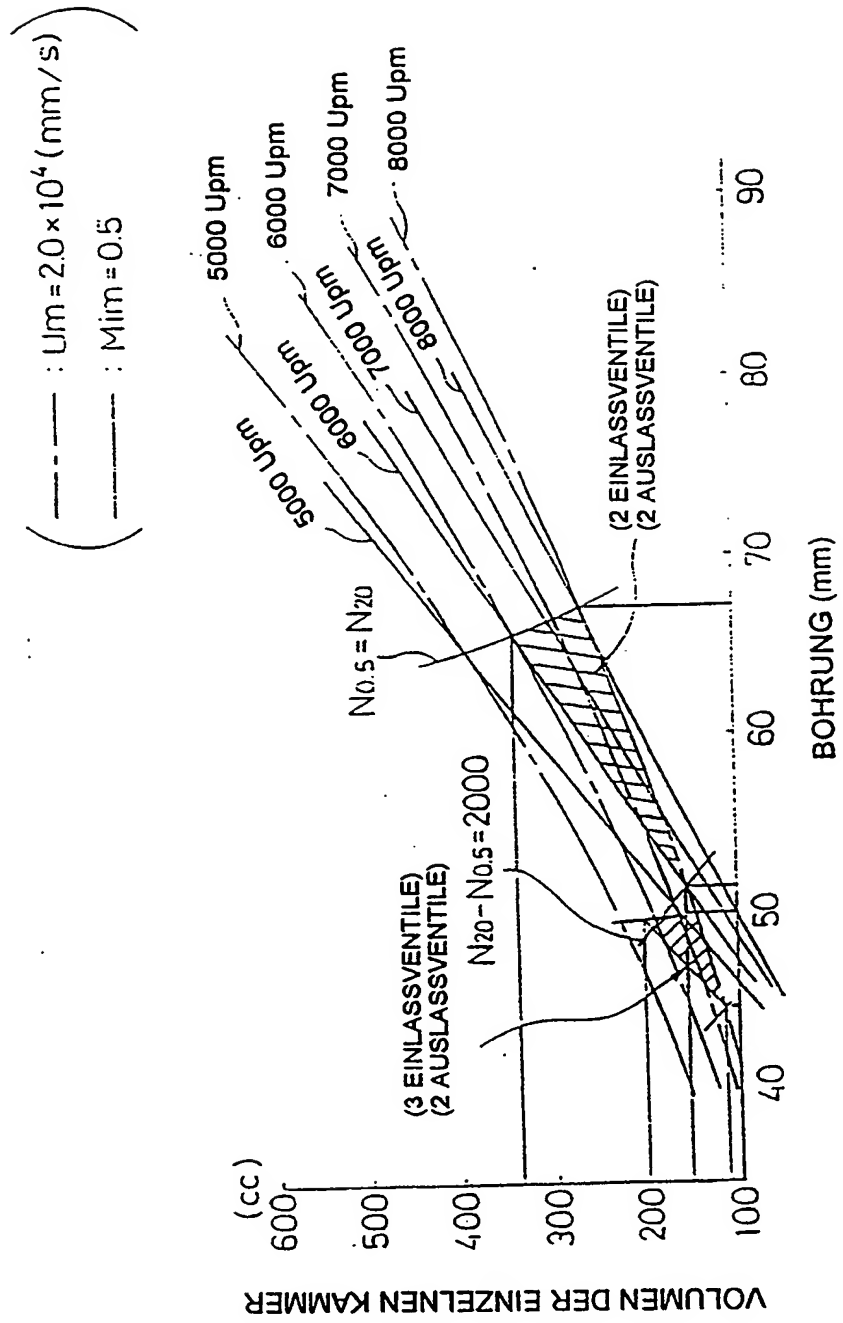


FIG. 20

